

# تكييف الهواء



دكتور مهندس / محمد عبدالعزيز احمد

استاذ التبريد وتكييف الهواء

كلية الهندسة - جامعة الزقازيق





# تكييف الهواء

دكتور مهندس  
محمد عبد العزيز أحمد  
أستاذ التبريد وتكييف الهواء  
كلية الهندسة - جامعة الزقازيق





بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

"وعلمك ما لم تكن تعلم  
وكان فضل الله عليك عظيماً"

صَلَوَاتُ اللَّهِ الْعَظِيمَةِ







# مقدمة

## نبذة تاريخية عن تكييف الهواء *Historical Notes*

تاريخيا تم اعتبار أى وسيلة لخفض درجة الحرارة أو أى عملية تدفئة أو أى عملية أخرى تتم بغرض تحسين الظروف الحرارية للمكان خلال شهورا لسنة هى عملية تكييف للهواء . ففي الماضى استعمل الإنسان النار منذ عصور ما قبل التاريخ للتدفئة وبمرور الوقت اخترع الإنسان الدفايات والمواقد والأفران ومراجل البخار.

فى خلال شهور الصيف الحارة كان الهنود الحمر أول من أستعمل التبريد التبخيرى *Evaporative cooling* بتعليق ستائر مبللة بالماء البارد على فتحات النوافذ وأبواب حجرات المنازل خصوصا فى اتجاه الريح وذلك لتبريد الهواء الذى يدخل هذه الحجرات.

فى عام 1850 تم تجهيز البرلمان الأنجليزى بوسائل التهوية الميكانيكية *Mechanical ventilation* وكذلك تم تركيب مواسير يمر بها البخار الساخن لتدفئة هذه الأماكن هذا الأسلوب كان متبعا فى بعض المباني التى كان يقطنها الأجانب فى القاهرة والإسكندرية وبورسعيد والأسماعيلية فى القرن التاسع عشر والقرن العشرين.

التطور الحقيقى لعلم تكييف الهواء بدأ منذ بداية القرن العشرين حيث تغيير مفهوم العمليات المحدودة ليشمل الظروف البيئية فى التحكم فى درجة الحرارة ونسبة الرطوبة ونقاء وكمية الهواء. وكان ويليس كاريير *Willis Carrier* رائد علم التكييف أول من وضع المفهوم السابق موضع التنفيذ. ففي عام 1902 قدم كاريير أول محاولة ناجحة لخفض رطوبة الهواء باستخدام التبريد. هذه تعتبر البداية الحقيقية لاستعمال التبريد كوسيلة لتكييف الهواء. وبعد ذلك توالى الخطوات بسرعة أكبر.

ونظرا للتنوع السريع والمتلاحق وزيادة أسهامات المهندسين فى مجالات التدفئة *Heating* والتهوية *Ventilation* والتبريد *Refrigeration* وتكييف الهواء *Air-Conditioning* فقد تكونت الجمعية الأمريكية لمهندسي التدفئة والتهوية والتبريد وتكييف الهواء.

*American Society Heating Refrigeration and Air- conditioning Engineers*  
اختصارا الأشرى (ASHRAE)



## مجالات تكييف الهواء HVAC applications

توَعَتْ مجالات تكييف الهواء ففى عام 1920 بدأ استخدام التبريد فى عمليات تكييف الهواء فى المسارح والمباني العامة والمحلات التجارية ومنذ ذلك الوقت بدأ تكييف الهواء يسترعى انتباه الناس وانتشر استعماله ومع دخول صناعات الحاسبات الآلية التى تتطلب دقة عملها توفير درجة حرارة ورطوبة معينتين وهما ما يوفرهما تكييف الهواء.

وأصبح تكييف الهواء الآن عاملا أساسيا فى توفير ظروف جيدة لإجراء العمليات الجراحية. فى حجرات العمليات حيث يتطلب توفير هواء نقى خالى من الجراثيم والميكروبات وبدرجة حرارة معينة ، كما تتطلب غرف الإقامة للمرضى نفس الظروف. كذلك غرف تركيب أجهزة الأشعة المقطعية التى تعمل بالكمبيوتر.

فى مجال النقل كانت القطارات أول وسائل النقل فى استخدام تكنولوجيا تكييف الهواء وكان ذلك فى عام 1930 أما فى السيارات فكانت بداية استخدام تكييف الهواء فيها عام 1950. وقد تم استخدام تكييف الهواء فى الأسطول البحرى الأمريكى عام 1938. بعد ذلك توالى استخدام تكييف الهواء فى جميع وسائل النقل بداية من سيارات الركوب الخاصة ومرورا بالسفن والقطارات إلى الطائرات بأنواعها.

بعد تأسيس جمعية الأشرى (ASHRAE) فى عام 1922 استخدمت تكنولوجيا تكييف الهواء فى الصناعات الغذائية كصناعة الحلوى والجبن والألبان وكافة الصناعات الغذائية. فى الصناعات الحربية يستخدم تكييف الهواء فى المجالات الآتية:

- قواعد إطلاق الصواريخ ومحطات الرادارات التى ترصد الطائرات.
  - فى الغواصات العادية وبصورة أكبر فى الغواصات الذرية.
  - فى محطات الفضاء المدارية التى تنقل رواد الفضاء للقيام بإبحاث فى ظروف تختلف عن ظروف الأرض، لفترات طويلة قد تصل إلى أعوام.
- كما يستخدم تكييف الهواء بصورة أساسية فى محطات توليد الطاقة الذرية حيث يتطلب الأمر إمداد هذه المباني بهواء جيد نظيف والتخلص باستمرار من الهواء الذى قد يحمل بعض الإشعاعات الذرية .
- ونظرا للتغيرات البيئية التى نعيشها حاليا والمتمثلة فى ارتفاع درجة حرارة الأرض باستمرار والتغيرات المناخية المصاحبة لذلك لم تعد تكنولوجيا التكييف ترفا بل أصبحت ضرورة فى كثير من المجالات إن لم يكن كلها.



هذا الكتاب يعالج بطريقة سهلة وبسيطة ومفصلة دون الإخلال بالمحتوى العلمى اللازم لطلبة كليات الهندسة الموضوعات المتعلقة بهندسة تكييف الهواء ويشمل الموضوعات الآتية:

- خواص الهواء وراحة الإنسان.
  - عمليات تكييف الهواء المختلفة ودوائر تكييف الهواء.
  - حسابات الحمل الحرارى لتكييف هواء المباني.
  - الاتزان الحرارى للمباني.
  - التهوية وانسياب الهواء فى المسالك.
  - تصميم مسالك الهواء وتوزيع الهواء داخل الغرف.
  - أنظمة معالجة الهواء والتحكم فيه.
  - تنقية الهواء من الملوثات والتحكم فى الضوضاء.
  - استخدام الطاقة الشمسية فى أنظمة تكييف الهواء.
- الكتاب مزود بالعديد بالأمثلة المحولة والمسائل العددية لمراجعة استيعاب المحتوى كما تم الاستعانة ببعض الكتالوجات الحديثة لنقل تصور القارئ إلى واقع التكنولوجيا الحديثة.

أحمد الله أن وفقني لهذا

والله ولي التوفيق.

أ.د / محمد عبد العزيز أحمد .

# المحتويات

1	مقدمة	
1	نبذة تاريخية عن تكييف الهواء	*
2	مجالات تكييف الهواء	*
9	تكييف الهواء	1
10	الأساس العلمي لتكييف الهواء	1.1
10	عمليات تكييف الهواء	1.2
13	التشغيل الموسمي	1.3
14	راحة الإنسان	2
14	الجسم يولد طاقة	2.1
15	الجسم يطرد الحرارة	2.2
17	العوامل التي تؤثر على الأتزان الحراري للجسم	2.3
18	درجة الحرارة الفعالة	2.4
20	تنظيم درجة حرارة الجسم	2.5
21	ظروف الراحة	2.6
22	الهواء الرطب	3
22	مكونات الهواء الجاف	3.1
23	خواص الهواء الجوي القياسية	3.2
23	السيكرومترى	3.3
23	خريطة السيكترومترى	3.4
24	خواص الهواء الرطب	3.5
32	تحديد خواص الهواء الرطب	3.6
34	تأثير تغيير الضغط الجوي	3.7
40	عمليات السيكترومترى	4
40	التسخين المحسوس	4.1
42	التبريد المحسوس	4.2
43	التبريد وإزالة الرطوبة	4.3
45	معامل التلامس - الإمرار الجانبي	4.4



45	درجة حرارة السطح الفعالة	4.5
46	التبريد التبخيري أو الترطيب الأدياباتى	4.6
48	التسخين والترطيب الحقن بالبخر	4.7
49	خفض الرطوبة بالإمتزاز	4.8
52	خلط تيارين من الهواء الرطب أدياباتيا	4.9
54	معامل الحرارة المحسوسة	4.10

## 5 حساب حمل تكييف الهواء للمباني

62	العوامل التى تؤثر على تقدير حمل تكييف الهواء	5.1
64	انتقال الحرارة خلال الجدران	5.2
48	حرارة مفقودة أو مكتسبة خلال المسالك	5.3
75	الأشعاع الشمسى	5.4
98	حرارة التسرب والتهوية	5.5
106	حرارة شاغلى المكان	5.6
107	الحرارة المكتسبة من الإضاءة	5.7
108	حرارة المعدات والموتورات	5.8
111	حساب حمل التبريد والتدفئة	5.9

## 6 الأتزان الحرارى للمكان - حالة هواء التغذية

125	الأتزان الحرارى للمكان	6.1
129	تحديد درجة حرارة هواء التغذية	6.2
130	تحديد نسبة رطوبة هواء التغذية	6.3

## 7 دوائر معالجة الهواء - دوائر السيكرومتري

138	عناصر أنظمة تكييف الهواء	7.1
139	أنظمة تكييف الهواء	7.2
141	دوائر تكييف الهواء الشتوية	7.3
151	دوائر تكييف الهواء الصيفية	7.4

## 8 تصميم مسالك الهواء

172	فقد الضغط فى المسالك المستقيمة	8.1
174	فقد الضغط فى المسالك ذات مقطع مستطيل	8.2
177	فقد الضغط فى المسالك البيضاوية	8.3
181	تدفق الهواء فى التركيبات	8.4
186	تصميم مسالك الهواء	8.5

199	اعتبارات أساسية لتصميم المسالك	8.6
203	فقد الضغط لنظام المسالك	8.7
203	فقد الضغط خلال المسالك	8.8
203	مخطط تدرج الضغط	8.9
207	منوال تصميم المسالك	8.10
209	طرق تصميم المسالك	8.11

## 223 المـراوـح 9

223	تصنيف المراوح	9.1
225	خصائص المراوح	9.2
228	قوانين المراوح	9.3
230	أتران خصائص المراوح	9.4
233	تأثير النظام والتركيب	9.5
235	مراوح على التوالى و التوازى	9.6
235	منوال تركيب المراوح	9.7
235	اختيار المراوح	9.8

## 242 منافذ توزيع الهواء فى الأماكن المكيفة 10

242	مصطلحات توزيع الهواء	10.1
245	أنماط حركة الهواء	10.2
245	أماكن تركيب المنافذ	10.3
246	أنواع منافذ الهواء	10.4
253	الضوضاء فى معدات توزيع الهواء	10.5
253	اختيار منافذ الهواء	10.6

## 266 أنظمة تكييف الهواء 11

266	تصنيف أنظمة تكييف الهواء	11.1
269	أنظمة هواء كلى	11.2
276	أنظمة ماء كلى	11.3
279	أنظمة هواء - ماء	11.4



283	مقارنة الأنظمة المجمعة والنظام المركزى	11.5
284	الوحدات المجمعة	11.6
289	وحدات مناولة الهواء	11.7
293	ملفات التبريد التسخين	11.8
294	<b>الطاقة الشمسية وعمليات تكييف الهواء</b>	<b>12</b>
295	نظام التسخين الشمسى	12.1
298	أنواع أنظمة التسخين الشمسى	12.2
300	أنظمة التبريد الشمسى	12.3
300	أنظمة التبريد بالامتصاص	12.4
312	نظام امتصاص للتبريد والتدفئة	12.5
312	اختيار الوحدات	12.6
312	تكامل نظام التسخين الشمسى ووحدة الامتصاص فى تكييف المبنى	12.7
317	<b>نظم التحكم فى تكييف الهواء</b>	<b>13</b>
317	وظيفة نظام التحكم الآلى	13.1
318	مكونات نظام التحكم	13.2
320	أنواع فعل التحكم	13.3
321	المتحكمات	13.4
324	الأداة المحكومة	13.5
328	الخوانق - البوابات	13.6
330	أنظمة التحكم البسيطة	13.7
336	أنظمة التحكم الكاملة	13.8
341	التحكم الرقمى المباشر	13.9
342	<b>منظفات الهواء - المرشحات</b>	<b>14</b>
342	ملوثات الهواء	14.1
344	طرق تنقية الهواء	14.2

346	طرق اختيار المرشحات
347	أنواع المرشحات
353	اختيار المرشح

## 355 التحكم في الضوضاء في تكييف الهواء

---

355	خلفية بسيطة عن نظرية الصوت
358	شدة الصوت
359	مستوى قدرة الصوت
360	مستويات شدة وضغط الصوت
361	تألف مصادر الصوت
362	الطيف الصوتي
364	الامتصاص في الصوت
365	خواص الغرفة
366	تقدير ومعيار الضوضاء
366	انتقال الصوت خلال المباني
366	مصادر الضوضاء من الأنظمة الميكانيكية



# تكييف الهواء

## AIR CONDITIONING

### General

### مقدمة

### تكييف الهواء Air Conditioning

طبقاً لتعريف جمعية الأشرى ASHRAE فإن تكييف الهواء هو عملية أو مجموعة عمليات لمعالجة الهواء داخل مكان ما ليحقق المستويات القياسية لدرجة الحرارة Temperature ونسبة الرطوبة Humidity ratio ، والنقاوة Cleanliness والحركة Motion والصوت Sound. وذلك حتى يشعر الإنسان بالراحة وضمان استقرار هذه المستويات.

وسترى كيف يتم التحكم فى العناصر السابقة.

- 1- درجة الحرارة Temperature. درجة حرارة الهواء يتحكم فيها إما بإزالة الحرارة (التبريد Cooling) أو بإضافة حرارة (تدفئة Heating).
- 2- الرطوبة Humidity. رطوبة الهواء أو بخار الماء يمكن التحكم فيه إما بإزالة الرطوبة Dehumidification صيفا أو إضافة رطوبة Humidification شتاء.
- 3- النقاوة Cleanliness أو درجة جودة الهواء Air quality ويتم التحكم فيها باستخدام المرشحات Filters أو بالتخلص من بعض الأدخنة والروائح الغير مرغوب فيها بواسطة التهوية Ventilation.
- 4- حركة الهواء Air Motion ويقصد بذلك سرعة الهواء فى منطقة التوزيع بحيث لا يسبب إزعاج لشاغلي المكان أما عن طريق تيارات الهواء نتيجة السرعة العالية أو عدم الشعور بالراحة نتيجة انخفاض السرعة بدرجة لا يشعر معها شاغلي المكان بوجود هواء معالج.

5- الصوت Noise وحيث الصوت أو الضوضاء يعتبران من الملوثات البيئية فإن ارتفاع مستوى الصوت إلى مستوى معين يؤدي إلى شعور شاغلي المكان بعدم الراحة مما دفع مهندسي التكييف إلى تزويد هذه الأنظمة بمعدات مخفضات للصوت . Sound attenuating devices

## 1-1 الأساس العلمي لتكييف الهواء 1.1 Scientific Basic For A/C

الخلفية العلمية لدارسة علم تكييف الهواء تستمد من العلوم الأساسية الآتية:

1- الديناميكا الحرارية Thermodynamics

2- ميكانيكا الموائع Fluid Mechanics.

3- إنتقال الحرارة Heat Transfer.

بالإضافة إلى التبريد Refrigeration والتدفئة كعلمان تطبيقيان.

القانون الأول للديناميكا الحرارية هو أساس قانون حفظ الطاقة وأثرانها Energy balance. حيث أن هذا الاتزان قد يكون على نظام مغلق Closed system أو على كتلة ثابتة Fixed mass وقد يكون على حجم محكوم بكتلة في سريان: داخله أو خارجه.

المبدأ المتحكم في سريان السوائل والغازات (الهواء) خلال الأنابيب والمسالك على الترتيب غاية في الأهمية خاصة العلاقة بين السريان Flow وفقد الضغط Pressure loss وهذه تتبثق من قوانين ميكانيكا الموائع والديناميكا الحرارية. بالتأكيد فإن أهمية أساسيات ميكانيكا الموائع تمكن من تحليل السريان المستقر للهواء خلال التركيبات والتغير المستمر في كمية التدفق وكذلك في خواص المائع، وفقد الضغط خلال التدفق.

علم انتقال الحرارة يتعامل مع التوصيل الحراري بانتقال الحرارة بالحمل والأشعاع وهذا يظهر بصورة واضحة في حسابات الأحمال الحرارية فقدا (شتاء) أو كسبا (صيفا) للمباني وكذلك في حسابات سعة معدات تكييف الهواء. توجد الآن برامج Software جاهزة لحساب أحمال تكييف الهواء لدى المتخصصين في هذا المجال.

## 1-2 عمليات تكييف الهواء 1.2 Air Conditioning Processes

يقصد بعملية تكييف الهواء هي تغيير حالته وسنتعرف الان على بعض العمليات بصورة سريعة على أن يأتي التفصيل في أبواب لاحقة .



هى إضافة حرارة للمكان أو لهواء المكان وذلك بتأثير فرق درجة الحرارة بين المصدر الحرارى والمكان أو هواء المكان تحديداً. انتقال الحرارة هذا قد يأخذ الصور الآتية:

1- أشعاع مباشر.

2- حمل حر

3- تدفئة مباشرة لهواء مدفوع قسراً.

4- بواسطة ماء (أو بخار) ساخن مدفوع للمكان. هذه الحرارة تسمى حرارة محسوسة Sensible heat وتعين بالمعادلة.

$$q_s = m_a C_p (t_1 - t_2), kW, \quad (1.1)$$

$$q_s = \rho Q C_p (t_1 - t_2), kW \quad (1.2)$$

حيث  $q_s$  معدل انتقال الحرارة المحسوسة،  $kW$

$m_a$  معدل سريان الهواء  $kg/s$

$C_p$  الحرارة النوعية للهواء عند ضغط ثابت،  $kJ/kg \cdot K$

$Q$  معدل السريان الحجمى للهواء،  $m^3/s$

$\rho$  كثافة الهواء،  $kg/m^3$

$t_1, t_2$  درجة دخول وخروج الهواء،  $(C^\circ)$

زيادة نسبة بخار الماء فى الهواء الجوى يسمى ترطيباً، ولذا فإن انتقال الحرارة هذا يكون مصحوباً بانتقال كتلة وعلى هذا فإن انتقال الحرارة والكتلة يسببان زيادة فى مكون بخار الماء فى خليط الهواء. ولذلك فإنه من المناسب استخدام تعبير انتقال الحرارة الكامنة Latent heat transfer ويمكن حسابها بالمعادلة

$$q_l = m_w h_{fg}, kW \quad (1.3)$$

حيث  $q_l$  معدل الحرارة الكامنة المضافة،  $kW$

$h_{fg}$  الحرارة الكامنة للتبخير،  $kJ/kg$

$m_w$  معدل انتقال بخار الماء للهواء.

هذا ويتم الترطيب في غرف الترطيب Humidifier أو بواسطة أبراج التبريد Cooling tower أو المكثفات التبخيرية Evaporative condenser أو باستخدام مرطب بخار Steam humidifier.

### 1.2.3 التبريد

انتقال الحرارة من المكان إلى هواء التغذية يسمى تبريداً وذلك بسبب فرق درجات الحرارة بين مصدر التبريد (هواء التغذية) وهواء المكان. في الغالب فإن الهواء يمر على سطح بارد يخفض درجة حرارة منخفضة. هذا السطح يمكن أن يكون داخل المكان (وحدات التكييف صغيرة) أو خارجة (تكييف مركزي) بحيث يمكن التحكم فيه عن بعد. عادة يستخدم الماء مثلج Chilled water أو مائع التبريد المتبخر كوسيط تبريد. ما عملية التبريد فيمكن اعتبارها عملية انتقال حرارة محسوسة ويمكن تعيينها بالمعادلة (1.1) مع عكس اشارات درجات الحرارة.

### 1.2.4 إزالة الرطوبة

سزع بخار الماء من الهواء يسمى Dehumidification. هذه العملية مصحوبة بانتقال حرارة كامنة. وبالتالي فإن نسبة بخار الماء في الهواء تقل. هذه العملية تتم غالباً بمرور الهواء على سطح ذو درجة حرارة منخفضة (درجة حرارته أقل من نقطة الندى المناظرة لحالة الهواء) مما يجعل بخار الماء الموجود في الهواء يتكثف على هذا السطح.

كمية الحرارة الكامنة خلال هذه العملية يمكن تعيينها بالمعادلة (1.3)

### 1.2.5 التنقية

تنقية الهواء تعني تخلص الهواء من الأدخنة والشوائب والروائح الكريهة وفي بعض الأحيان من الأشعاعات الضارة. لهذا الغرض تستخدم المرشحات Filters للتخلص من الأتربة العالقة في الهواء التي تؤثر على الإنسان بالإضافة على المفروشات والأثاث والمعدات. كما أن تنقية الهواء من البكتيريا والجراثيم التي تنقل الأمراض وتسبب الحساسية للإنسان لها أهمية خاصة.

تتقية الهواء تعمل على خفض تكاليف التشغيل وتحسين ظروف الانتاج وتحسين نوعيته والمحافظة على صحة الإنسان.

### 1.2.6 Air motion

### 1.2.6 حركة الهواء

تقوم شبكة توزيع الهواء المكيف بدفع الهواء إلى أماكن تواجد الناس. حركة الهواء يجب أن تكون قوية ومناسبة لظروف المبنى وذلك قبل أماكن تواجد الناس لضمان وصول كمية مناسبة وضمان ظروف راحة متماثلة بين الغرف. من ناحية أخرى في أماكن تواجد الناس يجب أن تكون حركة الهواء رقيقة بحيث لا يشعر بها الناس في الغرف ولا تسبب لهم أزعاج ولا تعرضهم لنزلات البرد، هذا يتم بالاختيار الجيد لمواصفات مخارج الهواء وكذلك بالاهتمام بأماكن تركيبها.

### 1.3 Seasonal Operation

### 1.3 التشغيل الموسمي

العمليات السابق ذكرها ليس بالضرورة اجراؤها جميعا في نفس الوقت ولكل أوقات العام. مثال ذلك ففي فصل الشتاء تنخفض درجة الحرارة ويقل البخر فلذلك تنخفض نسبة الرطوبة أيضا. هذا يدعو إلى الحاجة إلى التدفئة والترطيب. ( Heating and humidification ) أما في خلال فصل الصيف حيث ترتفع درجة الحرارة بصورة ملحوظة ويزداد معها معدل البخر من المسطحات المائية فترتفع نسبة الرطوبة فيشعر معها الإنسان بالضيق. هذا يدعو إلى اتخاذ إجراء بخفض درجة الحرارة وإزالة الرطوبة • Cooling and dehumidification في كل الحالات هذا يتطلب زيادة فعالية أجهزة الأحساس والتحكم في أنظمة تكييف الهواء على مدار العام.



# راحة الإنسان

## Human Comfort

### General

### مقدمة

راحة الإنسان هي الهدف الأساسي لتكييف الهواء لتوفير مناخ مريح داخل المباني المتواجدة فيها ولذلك فإن مهندسى التكيف وكذلك الفنيين يجب أن يدركوا العوامل التي تؤثر على راحة الإنسان.

### 2.1 The Body Produces Heats

### 2.1 الجسم يولد طاقة

كل المواد الغذائية التي يتناولها الإنسان تحتوى على طاقة، هذه الطاقة تظهر نتيجة أكسدة المواد الغذائية بالأكسجين وتظهر فى شكل حرارة تسمى حرارة الميتابوليزم Metabolism. هذه الطاقة تخزن داخل الجسم للقيام بالأنشطة الحيوية اللازمة له. الميتابوليزم يحدد معدل تحول الطاقة الكيميائية (اتحاد العناصر الغذائية مع الأكسجين) إلى طاقة حرارية داخل الجسم. هذا يعتمد بدوره على تدفق الدم قرب سطح الجلد والتنفس وإفراز العرق ولذلك نجد أن:

- تدفق الدم Blood flow ينظم معدل الطاقة الحرارية المنقولة إلى سطح الجلد.
- التنفس Respiration. الهواء الخارجى يدخل الجسم فى درجة حرارة الوسط المحيط ويخرج من الجسم مشبع بالرطوبة ولكن فى درجة حرارة قريبة من درجة حرارة الجسم.
- إفراز العرق Sweating له دور واضح فى معدل خروج حرارة الجسم مع ما تحمله من ماء وأملاح من الجسم.

كمية الحرارة المتولدة من الميتابوليزم تختلف بدرجة كبيرة من إنسان لآخر طبقاً للنشاط الذى يمارسه الإنسان وتعتمد كذلك على السن والنوع. وحدة الميتابوليزم هي المت (met) وهي وحدة الحرارة المتولدة من مساحة مقدارها متر مربع واحد من جسم إنسان بالغ جالس فى

$$1 \text{ met} = 58,2 \text{ W/m}^2 \text{ هـو أى أن.}$$

إذا فرضنا أن المساحة المتوسطة لجسم الإنسان البالغ هي  $1,82\text{m}^2$  تقريباً فإن حرارة الميتابوليزم المتولدة هي  $106\text{W}$ .  
وتبين Table 2.1 معدل حرارة الميتابوليزم (وتسمى أيضاً حرارة الأيض) للأنشطة المختلفة للناس.

## 2.2 الجسم يطرد الحرارة 2.2 The Body Rejects Heats

من المعروف أن درجة حرارة جسم الإنسان هي  $37^\circ\text{C}$  وينبغي أن تظل كذلك مهما اختلفت درجة حرارة الوسط المحيط وذلك لتحقيق الأثران الحراري للجسم ولسوائله. إذن لابد لأجهزة الجسم أن تعمل على الاحتفاظ بهذه الدرجة ثابتة.  
من الثابت أن الجسم يولد طاقة أكثر مما يلزم للأنشطة البيولوجية وللأنشطة اليومية. لذلك فإن الطاقة الزائدة يجب التخلص منها باستمرار. هذا يتم من خلال ثلاث عمليات تتم في نفس الوقت وهي:

1- الحمل Convection ، 2- الأشعاع Radiation ، 3- التبخر Evaporation

الحمل convection عملية طرد الحرارة بالحمل تعتمد على ظاهرتين.

الأولى : انتقال الحرارة من الجسم الدافئ إلى الهواء المحيط بالجسم حيث أن درجة حرارة الهواء أقل من درجة حرارة الجسم.

الثانية : نتيجة انتقال الحرارة للهواء ترتفع درجة حرارته وتقل كثافته فيرتفع إلى أعلى ويحل محله هواء أثقل وبارد Fig 2.1.

عندما تتحقق هاتان الظاهرتان يتوقف الجسم عن التخلص من الحرارة وترتفع درجة حرارة الهواء المحيط فيرتفع إلى أعلى ويحل محله هواء بارد. وبذلك تكتمل دورة الحمل.

**الأشعاع Radiation**. تنتقل الحرارة بالأشعاع من الجسم الساخن إلى أي جسم آخر

بواسطة أشعة الحرارة. الأشعاع يعتمد على ظاهرة انتقال الحرارة من سطح ساخن إلى سطح بارد. لذلك نجد أن انتقال الحرارة بالأشعاع لا يتوقف على درجة حرارة الهواء، المحيط

بالجسم ولكن يتوقف على درجة حرارة الأجسام المحيطة بجسم الإنسان Fig 2.2 . هذا يفسر

لنا عدم الشعور بالراحة لإنسان جالس بجانب شباك أو حائط خارجي في الطقس البارد حتى لو كانت الغرفة دافئة. كما يشعر الإنسان بالدفي نتيجة انتقال الحرارة بالأشعاع إليه من جسم

**Table 2.1 Typical Metabolic Generation form Various activities**

	Btu/(hr-ft <sup>2</sup> )	met
<b>Resting</b>		
Sleeping	13	0.7
Reclining	15	0.8
Seated, quiet	18	1.0
Standing, relaxed	22	1.2
<b>Walking (on the level)</b>		
0.89 m/s	37	2.0
1.34 m/s	48	2.6
1.79 m/s	70	3.8
<b>Office Activities</b>		
Reading, seated	18	1.0
Writing	18	1.0
Typing	20	1.1
Filing, seated	22	1.2
Filing, standing	26	1.4
Walking about	31	1.7
Lifting/packing	39	2.1
<b>Driving/Flying</b>		
Car	18-37	1.0-2.0
Aircraft, routine	22	1.2
Aircraft, instrument landing	33	1.8
Aircraft, combat	44	2.4
Heavy vehicle	59	3.2
<b>Miscellaneous Occupational Activities</b>		
Cooking	29-37	1.6-2.0
House cleaning	37-63	2.0-3.4
Seated, heavy limb movement	41	2.2
<b>Machine work</b>		
sawing (table saw)	33	1.8
light (electrical industry)	37-44	2.0-2.4
heavy	74	4.0
Handling 50-kg bags	74	4.0
Pick and shovel work	74-88	4.0-4.8
<b>Miscellaneous Leisure Activities</b>		
Dancing, social	44-81	2.4-4.4
Calisthenics/exercise	55-74	3.0-4.0
Tennis, singles	66-74	3.6-4.0
Basketball	90-140	5.0-7.6
Wrestling, competitive	130-160	7.0-8.7



درجة حرارته عالية حتى لو كانت درجة حرارة الهواء منخفضة كما يحدث أنتقال الحرارة بالأشعاع إذا تحرك الإنسان من مساحة مظلة إلى منطقة مشمسة ليس فيها ظلال. ويعتمد كل ذلك على درجة الدكانة Blackness فنجد الناس صيفا ترتدى الملابس الفاتحة وذلك لعكس الأشعة الواصلة للجسم وشتاءا الملابس الداكنة لامتصاص تلك الحرارة.

**التبخر Evaporation** هى العملية التى تتحول فيها الرطوبة إلى بخار. عند تبخر الرطوبة من على جسم الإنسان فإن الحرارة تفرّد ويبرد سطح الجلد كما هو مبين فى Fig 2.3.

### 2.3 العوامل التى تؤثر على الاتزان الحرارى لجسم الإنسان

### 2.3 Factors Affecting Human Body Thermal Balance

العوامل التى تؤثر على الاتزان الحرارى لجسم الإنسان هى:

**أولاً : درجة الحرارة Temperature** تؤثر درجة الحرارة كالتالى:

- درجة حرارة الهواء المنخفضة تزيد من انتقال الحرارة بالحمل بينما درجة حرارة الهواء المرتفعة تقلل من انتقال الحرارة بالحمل.
- الهواء البارد يخفض من درجة حرارة الأجسام المحيطة ويزيد معدل الأشعاع بينما يكون تأثير الهواء الدافئ عكسياً.
- الهواء البارد يزيد من معدل التبخر بينما الهواء الدافئ يخفض هذا المعدل.

**ثانياً : الرطوبة Humidity** .الهواء ذو الرطوبة النسبية المنخفضة يسمح بمعدل تبخر أكبر من الجسم الذى يتخلص من الحرارة الزائدة بالتبخر ويقل هذا المعدل كلما زادت الرطوبة النسبية، وهذا ما يفسر الأحساس بالحر الشديد فى فصل الصيف حيث يزداد التبخر من المسطحات المائية وترتفع الرطوبة النسبية ويعانى من هذا سكان المناطق الساحلية بالرغم من انخفاض درجة الحرارة. هذا ويشعر الإنسان بالراحة عند رطوبة نسبية  $\phi = (50-60) \%$

**ثالثاً : حركة الهواء Air Movement** . عامل آخر يؤثر على قابلية الجسم للتخلص من الحرارة الزائدة ألا وهو حركة الهواء حول الجسم.

- 1- يزيد معدل تخلص الجسم من الحرارة بالبخر . حيث أن الرطوبة المتواجدة في مسامات الجلد سيحملها الهواء بعيدا عن الجسم بمعدل أسرع ومعها الحرارة الزائدة.
- 2- انتقال الحرارة بالحمل حيث أن حركة الهواء تعمل على نقل طبقة الهواء الساخن الموجودة حول الجسم بعيدا عنه وبذلك يزيد معها فرق درجات الحرارة بين الجسم والوسط المحيط فيزيد معها انتقال الحرارة بالحمل.
- 3- انتقال الحرارة بالأشعاع حيث أن الأسطح المحيطة بجسم الإنسان ستبرد أسرع وبالتالي تسمح بزيادة معدل انتقال الحرارة بالأشعاع. تأثير العوامل السابق الإشارة إليها مبين Fig 2.4

## 2.4 Effective Temperature درجة الحرارة الفعالة

هي مقياس لدرجة الراحة ويرمز لها بالرمز ET. هذه الدرجة لا تقاس ولكن تعبر عن مجموعة من المؤثرات على راحة الإنسان فهي تشمل تأثير كل من درجة حرارة الهواء، نسبة الرطوبة، حركة الهواء وتأثير ذلك على الشعور بالراحة في حالتى الدفء أو البرودة. نتيجة لذلك عند نفس درجة الحرارة الفعالة فإن جسم الإنسان يحس بنفس الأحساس حتى ولو اختلفت درجات الحرارة للهواء ونسبة الرطوبة ولهذا فإن درجة الحرارة الفعالة تعتمد على كل من: الملابس، النشاط نسبة الرطوبة وسرعة الهواء والنوع.

وجد أن درجة الحرارة الفعالة للشباب البالغ حوالى  $24,5^{\circ}\text{C}$ . درجة الحرارة هذه تسمى درجة الحرارة الفعالة القياسية Standard Effective Temperature SET وقد تم تحديد درجة الحرارة القياسية SET عند الظروف القياسية الآتية:

Air velocity  $< 0.1 \text{ m/s}$ .

Moisture permeability = 0.4

Metabolic activity level = 1met.

Clothing insulation = 0.6 Clo

حيث تأثير الملابس يعبر عنه بوحدة Clo

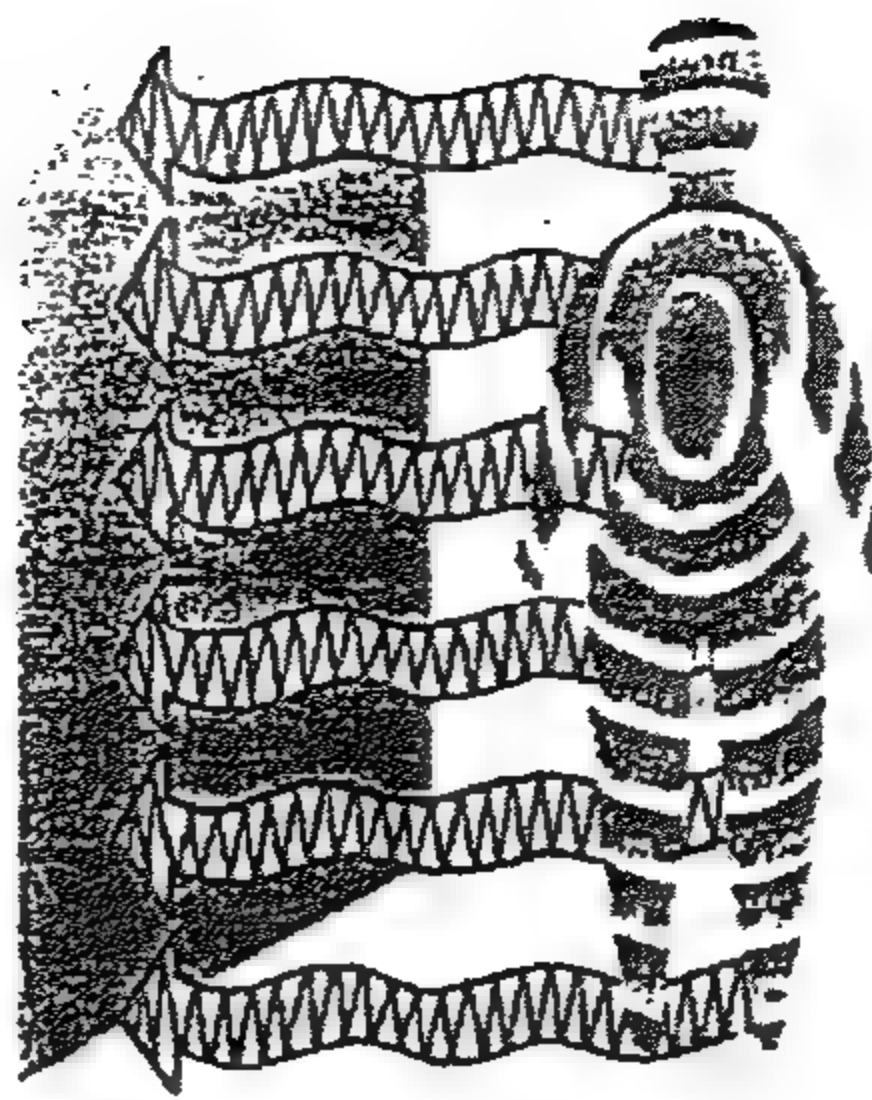
Clo = 0 للشخص العارى

Clo = 1 للشخص المرتدى بالطو وصديري

$0 < \text{Clo} < 1$  فى الظروف الأخرى



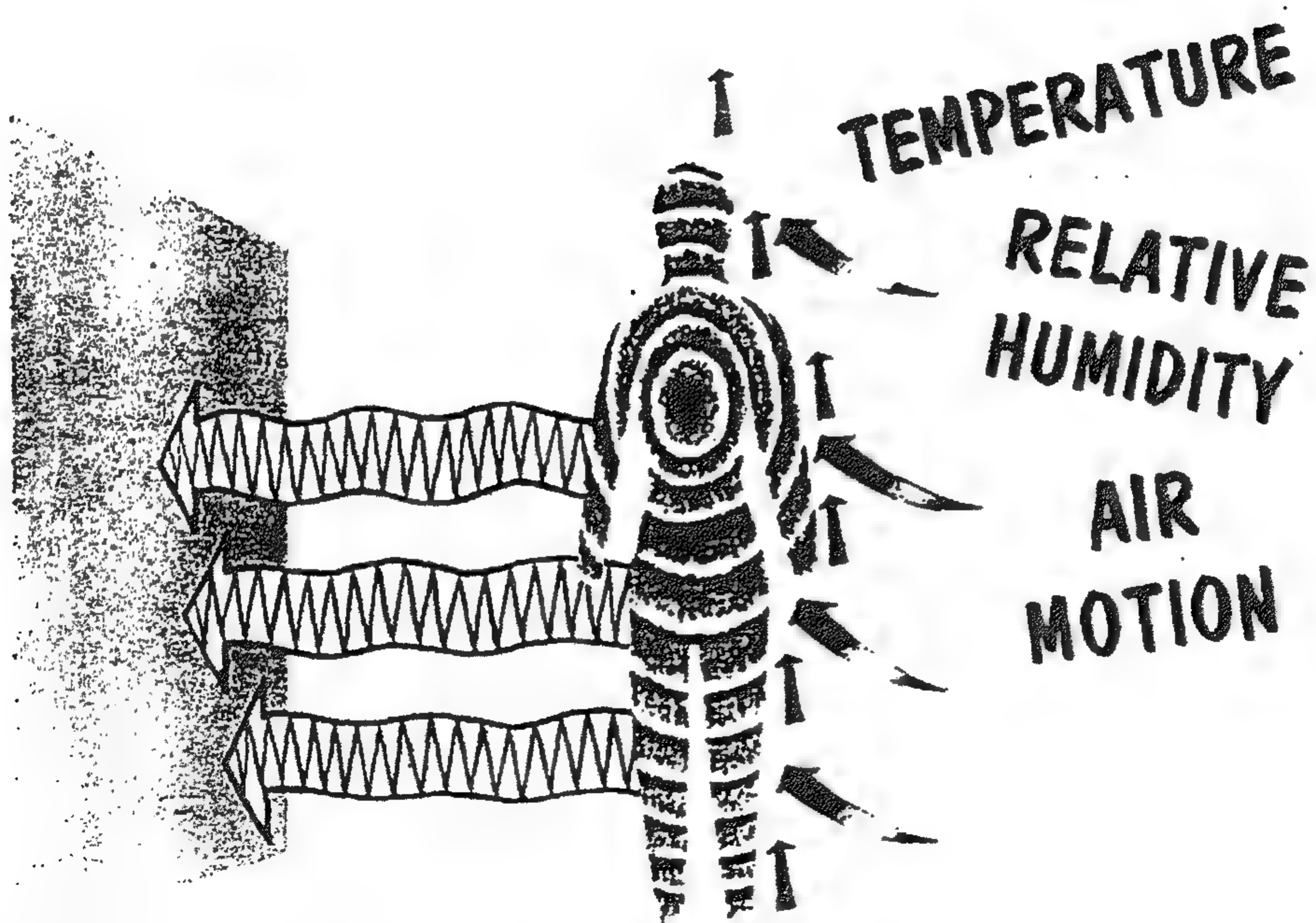
*Figure 2.1 Convection*



*Figure 2.2 Radiation*



*Figure 2.3 Evaporation*



*Figure 2.4 Conditions that affect body comfort.*



وقد وجدت جمعية الأشرى ASHRAE أنه يشعر الرجال والناس بالراحة عندما تكون الرطوبة النسبية في حدود % ( 70 - 30 ) ودرجة الحرارة الجافة  $24.5^{\circ}\text{C}$  (22- 26) عندما تكون درجة الحرارة الفعالة في حدود  $24.5^{\circ}\text{C}$ . درجة الحرارة الفعالة هذه تتوقف على فترة التواجد فتزيد كلما قلت فترة التواجد وتتوقف كذلك على النوع فهي للإناث أكبر من مثيلتها للذكور وذلك بسبب زيادة نسبة الدهون عند الإناث - كذلك الحال بالنسبة للأعمار فوق الأربعين أكبر من مرحلة الشباب بحوالى  $0.5^{\circ}\text{C}$  حيث أن في هذه السن يكون الجسم قد كون قد كثر من الدهون نتيجة نقص الحركة نسبياً.

يجب ملاحظة أن الأحساس بالراحة أمر متغير كالطبيعة البشرية وتنشأ هذه الاختلافات طبقاً للحالة الصحية للأفراد أياً كان السن، ونوعية النشاط الذى يمارسونه وطبيعة الملابس ونقص أو زيادة الحركة الموضعية للهواء والتواجد بالقرب النوافذ الباردة أو الحوائط التى تؤثر فيها أشعة الشمس لفترات طويلة وهكذا.

## 2.5 تنظيم درجة حرارة الجسم

### 2-5 Human Body Temperature Regulation

يشمل جسم الإنسان على نظام معقد يعمل على حفظ درجة حرارته ثابتة عند  $37^{\circ}\text{C}$  تقريباً مع تغير درجة الحرارة الفعالة ارتفاعاً وانخفاضاً. عندما ترتفع درجة الحرارة الفعالة عن  $32^{\circ}\text{C}$  فإن المركز الذى ينظم درجة حرارة الجسم يختل فى عمله ويكون ذلك مصحوباً بارتفاع فى درجة حرارة الجسم وازدياد ضربات القلب فيندفع الدم إلى ما تحت الجلد ليعمل على خفض درجة حرارته ويكون ذلك مصحوباً بانخفاض الفقد الحرارى المحسوس وزيادة فى فقد الحرارة الكامنة متمثلة فى الإفراز العرقى المصحوب بفقدان الجسم للعديد من الأملاح وهذا يفسر شعور الإنسان بالخمول والكسل عند ارتفاع درجة الحرارة صيفاً. لذلك ينصح الأطباء الأشخاص المتواجدين فى أماكن ذات طبيعة حارة بزيادة تناول الأملاح لتعويض الفقد المشار إليه.

عند انخفاض درجة الحرارة فإن الأعضاء التى تقوم بتوليد الطاقة تنشط فتتأثر عملية الهضم وحركة الدم والكلية ويزداد ضغط الدم نتيجة انقباض الأوعية الدموية فى أجهزة التنفس فيكون الإنسان عرضة للإصابة بأمراض الجهاز التنفسي والنزلات الشعبية. فى هذه الحالة يكون انتقال الحرارة من الجسم يكون عن طريق الحمل ويصبح مكون الحرارة المحسوسة أكبر.

## 2.6 Comfort Conditions

## 2.6 ظروف الراحة

مما سبق يتضح أن الظروف الحرارية للمكان والهواء الخارجى تلعب الدور الأعظم فى شعور الإنسان بالراحة. بناء على العديد من التجارب للأشخاص رجالا ونساء. حددت جمعية الأشرى ASHRAE ظروف الراحة كما يلي:

صيفا:

$$t_{db} = 22-27C^{\circ}$$

$$t_{wb} = 13-22C^{\circ}$$

$$t_{ET} = 19-24C^{\circ}$$

شتاء:

$$t_{db} = 20-23C^{\circ}$$

$$t_{wb} = (12-20)C^{\circ}$$

$$t_{ET} = (18-22)C^{\circ}$$

فى كل الأحوال الرطوبة النسبية  $\phi = (30-70)\%$

هذه الظروف مبينة فى Fig 2.5 . الذى يحدد ظروف الراحة شتاء وصيفا المنطقة ذات الظلال الدكنة تمثل ظروف الراحة لنظام تكييف معتدل طوال العام.

أهمية منطقة الراحة Comfort zone تتمثل فى تحديد الظروف الداخلية

Indoor conditions اللازم توفيرها لى يشعر شاغلوا المكان بالراحة.

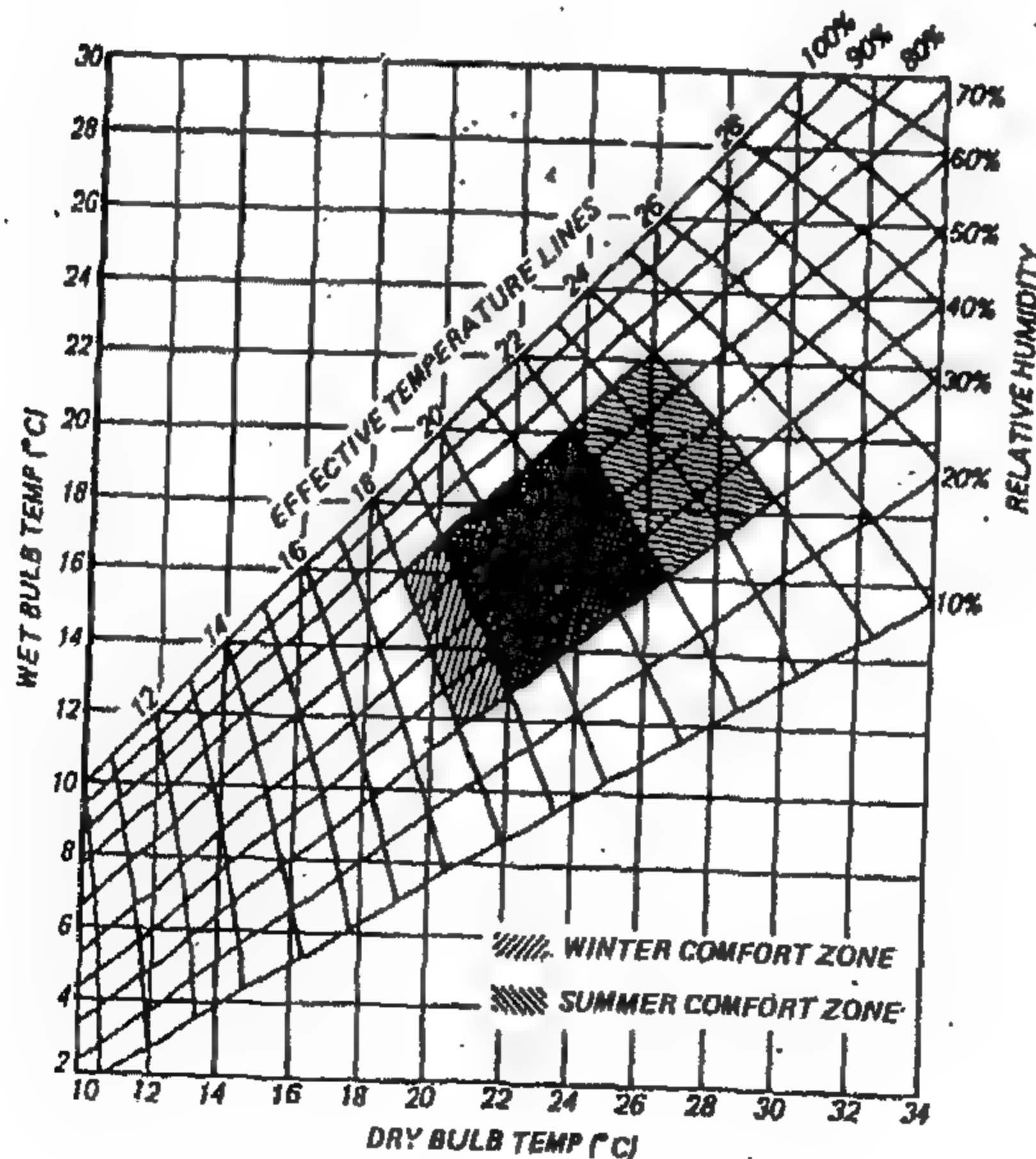


Figure 2.5 Comfort zone.

# الهواء الرطب

# 3

## MOIST AIR

### General

### مقدمة

الهواء الجوي Atmospheric Air يتكون من مجموعة من الغازات مخلوطة مع بعضها خلطاً ميكانيكياً، هذه الغازات هي : النيتروجين ، الأكسجين ، ثاني أكسيد الكربون ونسبة ضئيلة من الغازات الخاملة مثل الأرجون ، كريتون ، زيتون ، رادون ، هيليوم بالإضافة إلى بخار الماء. يقصد بالخلط الميكانيكي أن مكونات الهواء غير متحدة كيميائياً وعلى ذلك يمكن فصلها بسهولة. الإنسان يستنشق الهواء فيأخذ منه الأكسجين الضروري للعمليات البيولوجية ويطرد ثاني أكسيد الكربون الذي يأخذه النبات ويطرد الأكسجين وبذلك يستقر الاتزان النوعي للهواء اللازم للحياة. هذا يسمى بالهواء الجاف .

### 3.1 Dry Air Contents

### 3.1 مكونات الهواء الجاف

يتكون الهواء الجاف من العناصر المبينة في Table 3.1 وبالنسب المئوية المبينة قرين كل عنصر.

Table 3.1 Composition of dry Air

Constituent	Molecular Mass	Volumetric Fraction %
Oxygen	32	20.95
Nitrogen	28.016	78.09
Argon	37.944	0.93
Carbon dioxide	44.01	0.03



### 3.2 خواص الهواء الجوى القياسية

#### 3.2 Standard Atmospheric Air Properties

1. الجاذبية الأرضية  $g = 9.807, \text{ m/s}^2$
  2. درجة الحرارة عند سطح البحر  $T_s = 288, \text{ K}$
  3. الضغط الجوى عند سطح البحر  $P_s = 101.037, \text{ kPa}$
  4. الهواء الجوى يحتوى على هواء جاف له صفات الغاز المثالى فى مجال تغيير درجة الحرارة  $(t = 30 - 150)^\circ\text{C}$
  5. كثافة الهواء  $\rho = 1.115 \text{ kg/m}^3$
- خلافا عن الهواء الجاف dry air فإن الهواء الجوى Atmospheric air يحتوى باستمرار على نسبة من بخار الماء تختلف من مكان لآخر ومن فصل لآخر فى السنة الواحدة لنفس المكان. بخار الماء الموجود فى الهواء الجوى وإنه كانت نسبته بسيطة نسبيا إلا أنه شديد التأثير على مواصفات الهواء ككل وذلك بسبب الرطوبة التى تقاس بالرطوبة النسبية Relative humidity أو الرطوبة النوعية Specific humidity وسيتم شرحهما فيما بعد :

#### 3.3 Psychrometry

#### 3.3 السيكرومترى

هو العلم الذى يدرس خواص الهواء وهو مختلط مع بخار الماء.

#### 3.4 Psychrometric Chart

#### 3.4 خريطة السيكرومترى

خواص الهواء الجوى يمكن وضعها فى صورة جداول أو فى صورة منحنيات . فى العادة يفضل وضعها فى صورة منحنيات تشكل فيما بينهما خريطة تسمى خريطة السيكرومترى Psychrometric chart . هذه الخريطة تساعد ليس فقط فى تحديد خواص الهواء الرطب ولكنها تساعد أيضا فى دراسة عمليات تكييف الهواء . هذه الخريطة عبارة عن مخطط يتم تمثيل فيه كل من درجة حرارة الهواء الجافة Dry bulb temperature(db) ودرجة حرارة

سواء الرطوبة (wb) Wet bulb temperature ونسبة الرطوبة (w) Humidity ratio  
 رطوبة النسبية  $\phi$  Relative humidity والانتالبيا (h) Enthalpy والحجم النوعي Specific  
 volume ( وتحتوى أيضا على مفهوم معامل الحرارة المحسوسة SHF والذي سيأتى شرحه  
 ١ بعد.

خريطة السيكرومتري قد تأخذ أشكالا عديدة ولكن النظرية والبيانات التي على أساسها وضعت  
 عدة. أكثر الأشكال شيوعا هو مبين فى Fig 3-1. وقد تم وضعها عند ظروف الضغط الجوى  
 اسى  $P = 101350 \text{ Pa}$ . وسيتم شرح تمثيل كل من الخواص السابق ذكرها للهواء الرطب كل  
 وحدة .

### 3 خواص الهواء الرطب 3.5 Moist Air Properties

٢: درجة حرارة الهواء الجافة والرطوبة Dry and Wet Bulb Temperatures

- درجة حرارة الهواء الجافة Dry bulb temperature هى عبارة عن درجة الحرارة التي  
 يقرأها الترمومتر الزئبقى داخل زجاج مباشرة ( محميا من تأثير الأشعاع ) ويشترط عدم  
 ملامسة انتفاخة الحساس لأى سائل أو بخار ويرمز لها بالرمز (db).
- درجة حرارة الهواء الرطوبة Wet bulb temperature. إذ وضعت قطعة من القماش  
 المبلل على بصيلة الترمومتر الزجاجى فإن أقل درجة حرارة يقرأها الترمومتر هى درجة  
 حرارة الهواء الرطوبة ويرمز لها بالرمز (wb) ومن ذلك يفهم أن درجة الحرارة الرطوبة أقل  
 من درجة الحرارة الجافة وذلك نظرا لتبخر الماء الموجود بالقماش حيث يتم سحب جزء  
 من حرارة الوسط المحيط فيبرد وبذلك يعطى درجة حرارة أقل من الجافة . مما هو جدير  
 بالذكر فإن درجة الحرارة الجافة تساوى درجة الحرارة الرطوبة فقط عند الرطوبة النسبية  
 100%. حيث الهواء يكون محملا بأكبر كمية من بخار الماء، يمكن حملها.
- لقياس درجة حرارة الهواء الجافة والرطوبة يستعمل جهاز المقلاع أو سيكروميتر سيلينج  
 Sling Psychrometer وهو جهاز يحتوى على ترمومتريين Fig 3.2 أحدهما مغطى  
 بقطعة من القماش المبلل يقرأ درجة حرارة الهواء الرطوبة والآخر بدون ويقرأ درجة حرارة

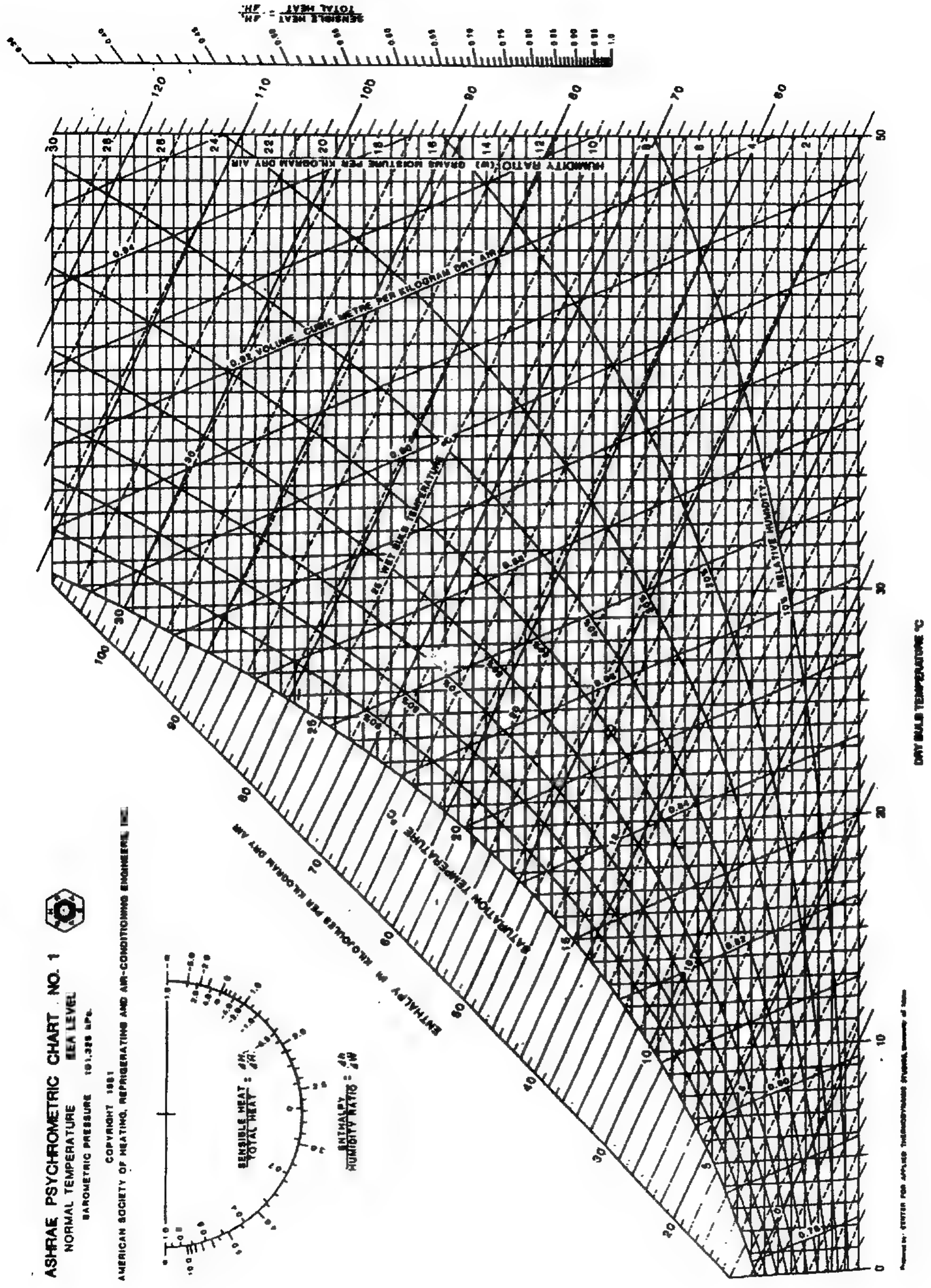
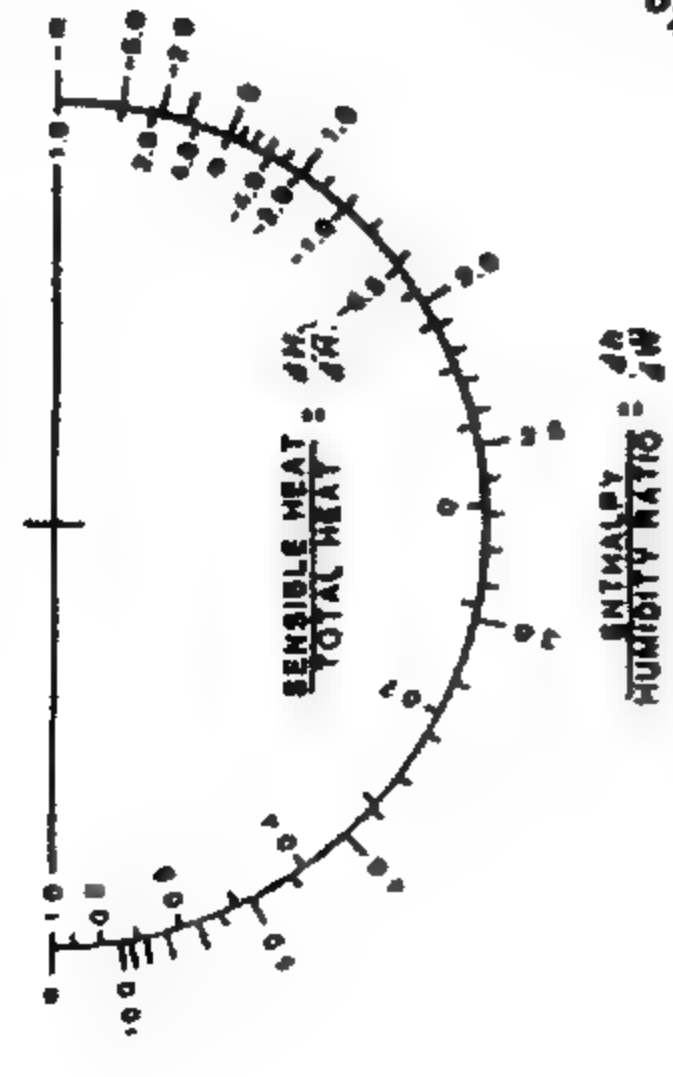
ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL

BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa

COPYRIGHT 1981

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



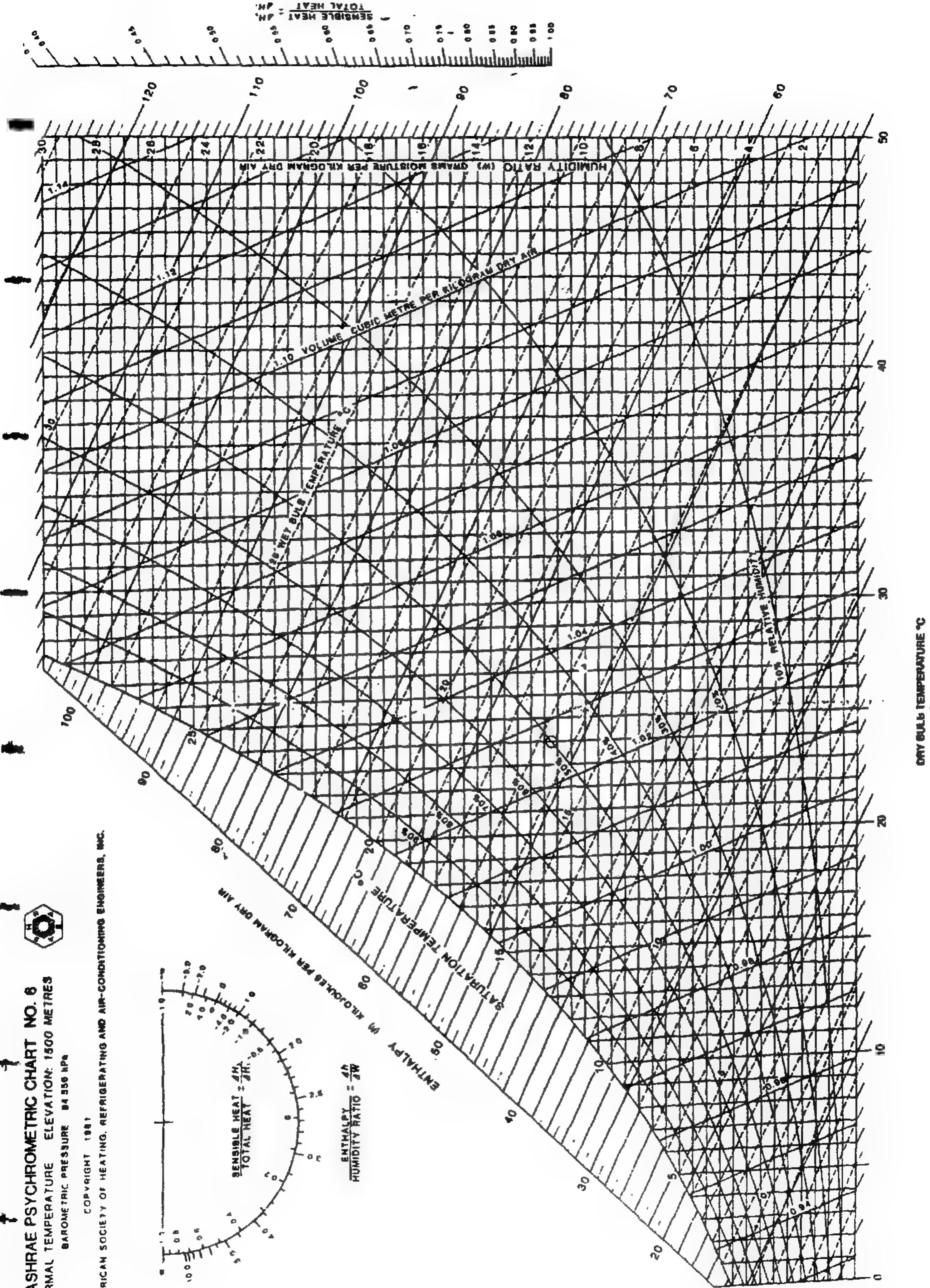
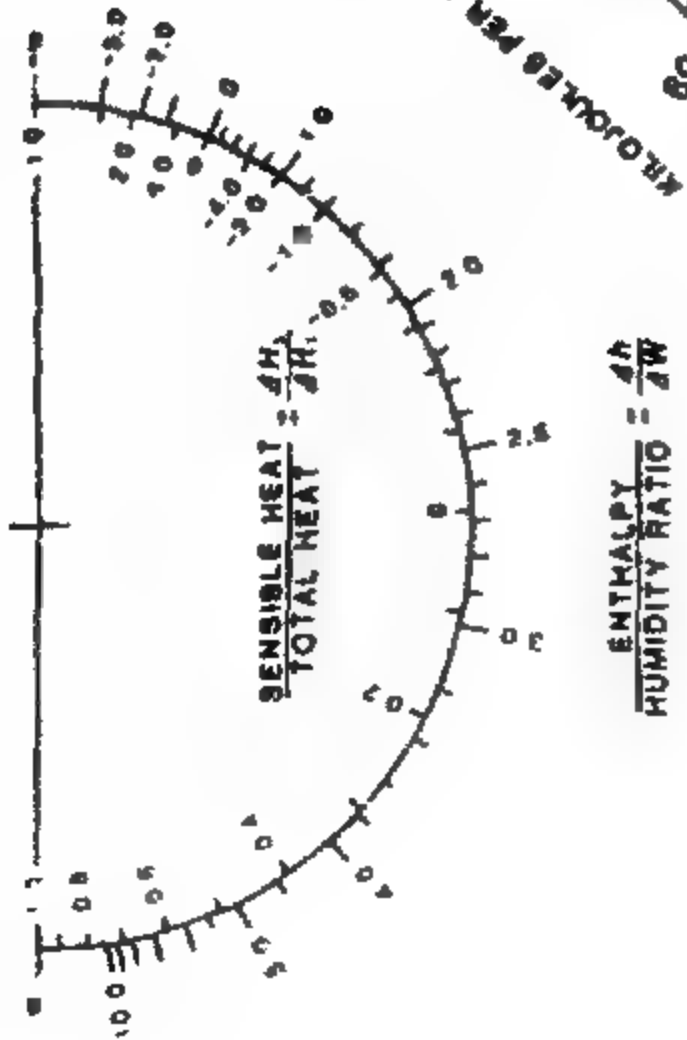
Reprinted by permission from ASHRAE Transactions, 1981, Vol. 89, Part 2, p. 100.

Figure 3.1 a. Psychrometric chart (Barometric Pressure of 101.325 kPa)



ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 6  
 NORMAL TEMPERATURE ELEVATION: 1500 METRES  
 BAROMETRIC PRESSURE 84 330 NPa

COPYRIGHT 1981  
 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



الهواء الجافة . الجهاز مزود بيد يدار بواسطها عدة مرات حتى تثبت درجة الحرارة على كل من الترمومترين.

درجة الحرارة الجافة (db) تمثل بخطوط رأسية على خريطة السيكرومتري Fig 3.3 أما درجة الحرارة الرطبة فتتمثل بخطوط مائلة Fig 3.4.

**ثانياً: نسبة الرطوبة Specific Humidity.** هي عبارة عن نسبة كتلة بخار الماء  $m_v$

إلى كتلة الهواء الجاف  $m_a$  في الخليط ويرمز لها بالرمز (W) ووحداتها هي kg wv/ kg da ويمكن كتابتها بالمعادلة.

$$W = m_v / m_a \quad (3.1)$$

وبتطبيق القانون العام للغازات المثالية لكل من الهواء الجاف بخار الماء.

$$m_a = \frac{P_a.V}{R_a.T} \text{ and } m_v = \frac{P_v.V}{R_v.T} \quad (3.2)$$

حيث  $p_a$  الضغط الجزئي للهواء الجاف في الخليط .

$P_v$  الضغط الجزئي لبخار الماء في الخليط .

$V$  حجم الخليط.

$T$  درجة حرارة الخليط المطلقة .

$R_a$  ثابت الغاز لبخار الماء.

$$R_a = 287, J/kg. K \quad \text{and} \quad R_v = 461.5, J/kg. K$$

وبتطبيق قانون دالتون فإن الضغط الكلي للخليط  $P_t$  يساوي

$$P_t = P_a + P_v \quad (3.3)$$

وبالتعويض بالقيم العددية لكل من  $R_v$  ,  $R_a$  ويوضع المعادلات (3.2) ، (3.3) في المعادلة (3.1) نحصل على:

$$W = 0.662 \frac{P_v}{P_t - P_v} \quad (3.4)$$

نسبة الرطوبة W تمثل بخطوط أفقية على خريطة السيكرومتري ونقرأ قيمتها على المحور الرأسى  
Fig 3.4 .

**ثالثاً: الرطوبة النسبية *Relative Humidity*** يرمز لها بالرمز  $\phi$  أو اختصاراً RH

وهى عبارة عن نسبة ضغط بخار الماء  $P_v$  إلى ضغط بخار الماء المشبع  $P_s$  عند نفس درجة الحرارة الجافة

$$\phi = P_v / P_s, \% \quad (3.5)$$

حيث  $P_s$  ضغط بخار الماء المشبع يمكن تعيينه من Table 3.2 أو بمعلومية درجة الحرارة الرطبة wbt بالمعادلة

$$\text{Log } P_s = 30.56 - 8.2 \log (t_{wb} + 273) + 2.48 \times 10^{-3} (t_{wb} + 273) - 3142.3 / (t_{wb} + 273), \text{ kPa.} \quad (3.6)$$

ثم تعين ضغط البخار  $P_v$  من خلال كل من  $P_s$ , wbt, dbt من المعادلة

$$P_v = P_s - 101.325 \times 6.66 \times 10^{-4} (t_{db} - t_{wb}) \quad (3.7)$$

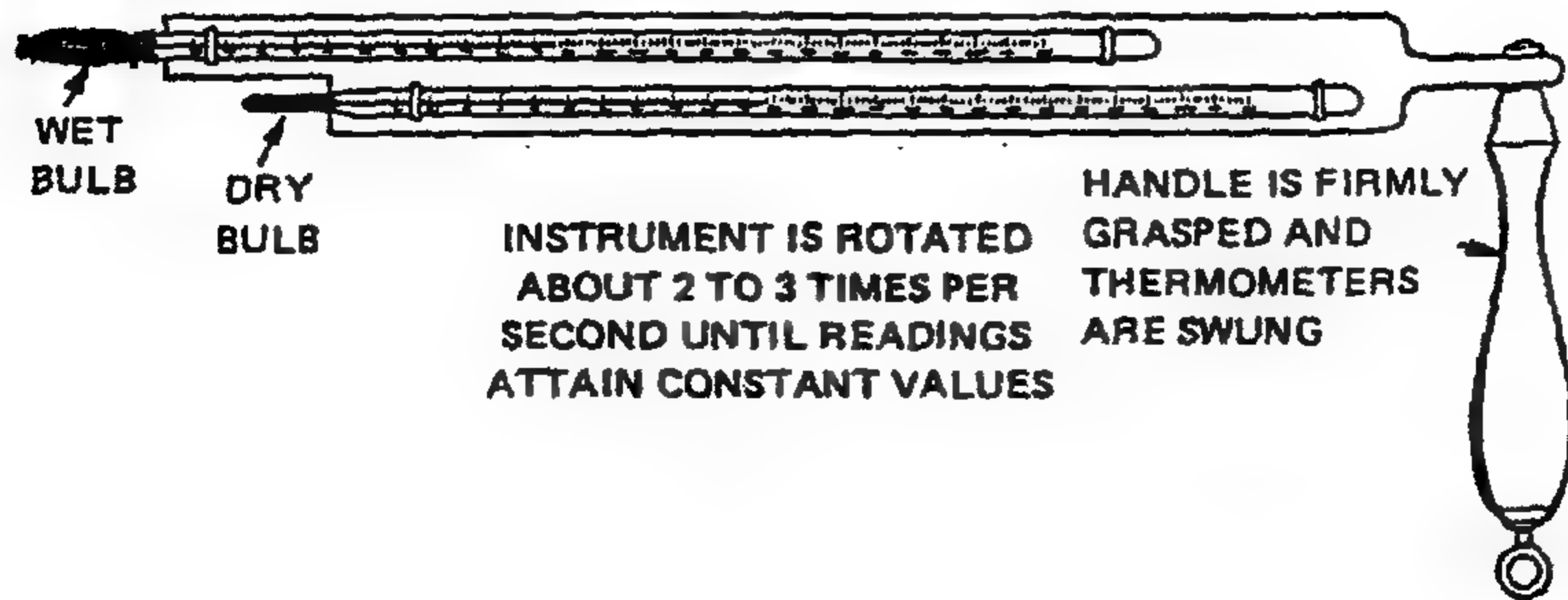
يعين ضغط بخار الماء عند درجة الحرارة الجافة بالمعادلة

$$\text{Log } P_{s(d)} = 30.56 - 8.2 \log (t_{db} + 273) + 2.48 \cdot 10^{-3} (t_{db} + 273) - \frac{3142.3}{t_{db} + 273}, \text{ kPa} \quad (3.8)$$

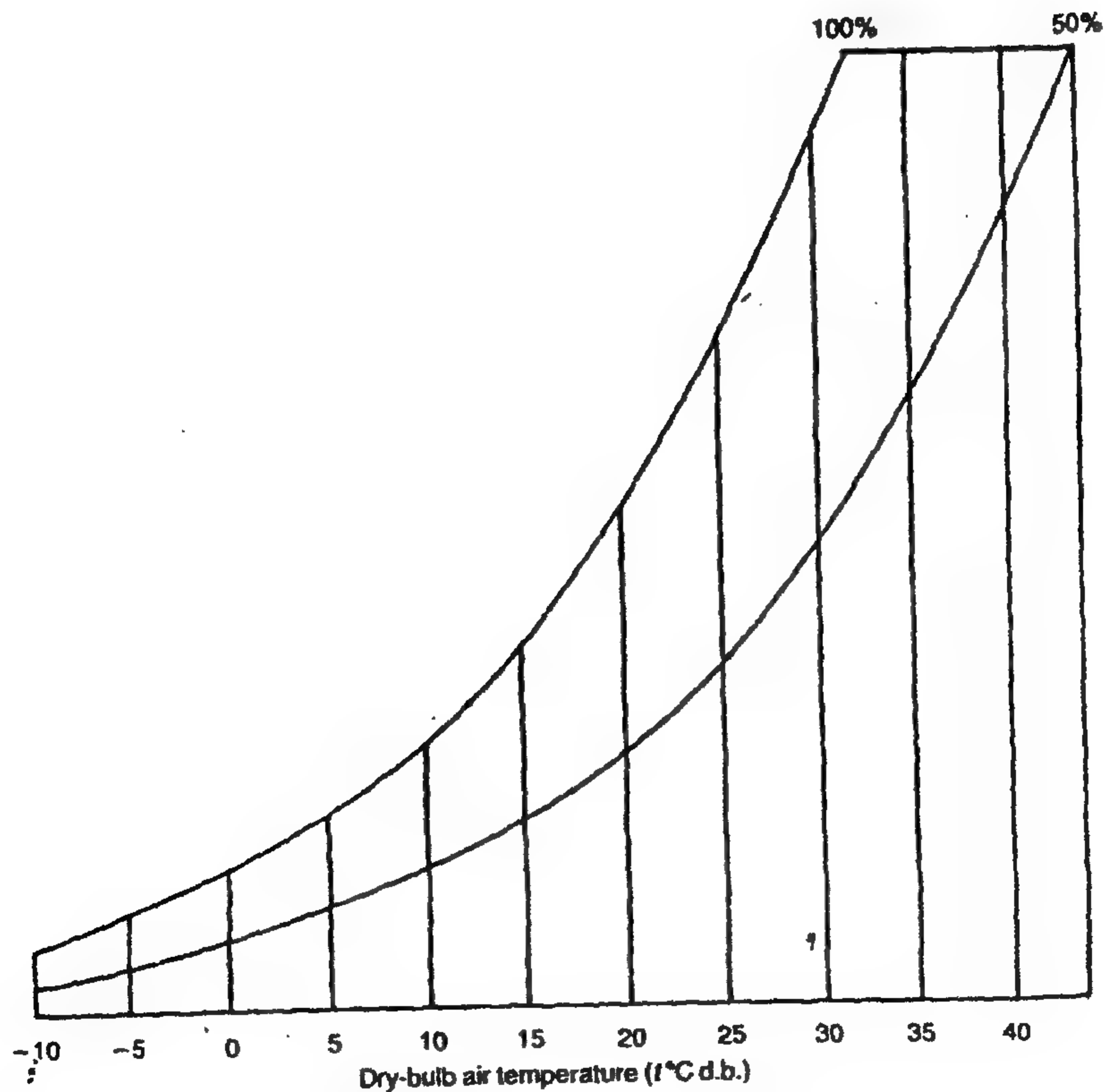
بالتعويض عن  $P_v$  ،  $P_{s(d)}$  فى المعادلة (3.5) نعين  $\phi$  وهى تمثل بمنحنيات مبينة فى Fig 3.3  
نأخذ قيم نسبة مئوية عادة تبدأ من 10% وننتهى بمنحنى التشبع 100% .



THE TWO THERMOMETERS SHOULD BE MATCHED BY THE MANUFACTURER; THAT IS, WHEN THE WICK IS REMOVED AND BOTH THERMOMETERS ARE EXPOSED TO DRY-BULB CONDITIONS THE READINGS OBTAINED SHOULD BE EXACTLY THE SAME



**Figure 3.2 Sling psychrometer**



**Figure 3.3 Dry- bulb temperature  $^{\circ}\text{C}$ , and relative humidity %**

**رابعاً: الحجم النوعى للهواء *Specific Volume* .** الحجم النوعى للهواء الرطب  $v$

يمكن تعيينه عن طريق القانون العام للغازات

$$P_a v = mRT \quad (3.9)$$

حيث  $P_a$  الضغط المطلق للهواء الجاف ويعين من :

$$P_a = P_B - P_v \quad (3-10)$$

حيث  $P_B$  الضغط الجوى المقاس بالباروميتر

$P_v$  ضغط بخار الماء.

وبذلك يكون الحجم النوعى  $v$  مقدار بـ  $m^3/kg$

$$v = m RT / P_a \quad (3-11)$$

ويمثل الحجم النوعى بخط مائل كما هو مبين فى Fig 3.5

**خامساً: انثالپيا الهواء الرطب *Enthalpy of moist air* .** هذه الخاصية أساسية فى حسابات

وظائف معدات معالجة الهواء مثل السخانات وملفات التبريد والاتزان الحرارى للمكان والمعدات.

يمكن دراسة الانثالپيا تأسيساً على قانون جيبس - دالتون **Gibbs- Dalton law** الذى ينص على

أن المحتوى الحرارى أو الانثالپيا للخليط يساوى مجموع المحتوى الحرارى لكل العناصر المشتركة

فى الخليط. وعلى هذا فإن المحتوى الحرارى للهواء الرطب يساوى مجموع المحتوى الحرارى

للهواء الجاف بالإضافة إلى المحتوى الحرارى لبخار الماء.

$$h = h_a + h_v = \quad , \quad kJ / kg \quad (3.12)$$

حيث  $h_a$  المحتوى الحرارى للهواء الجاف.

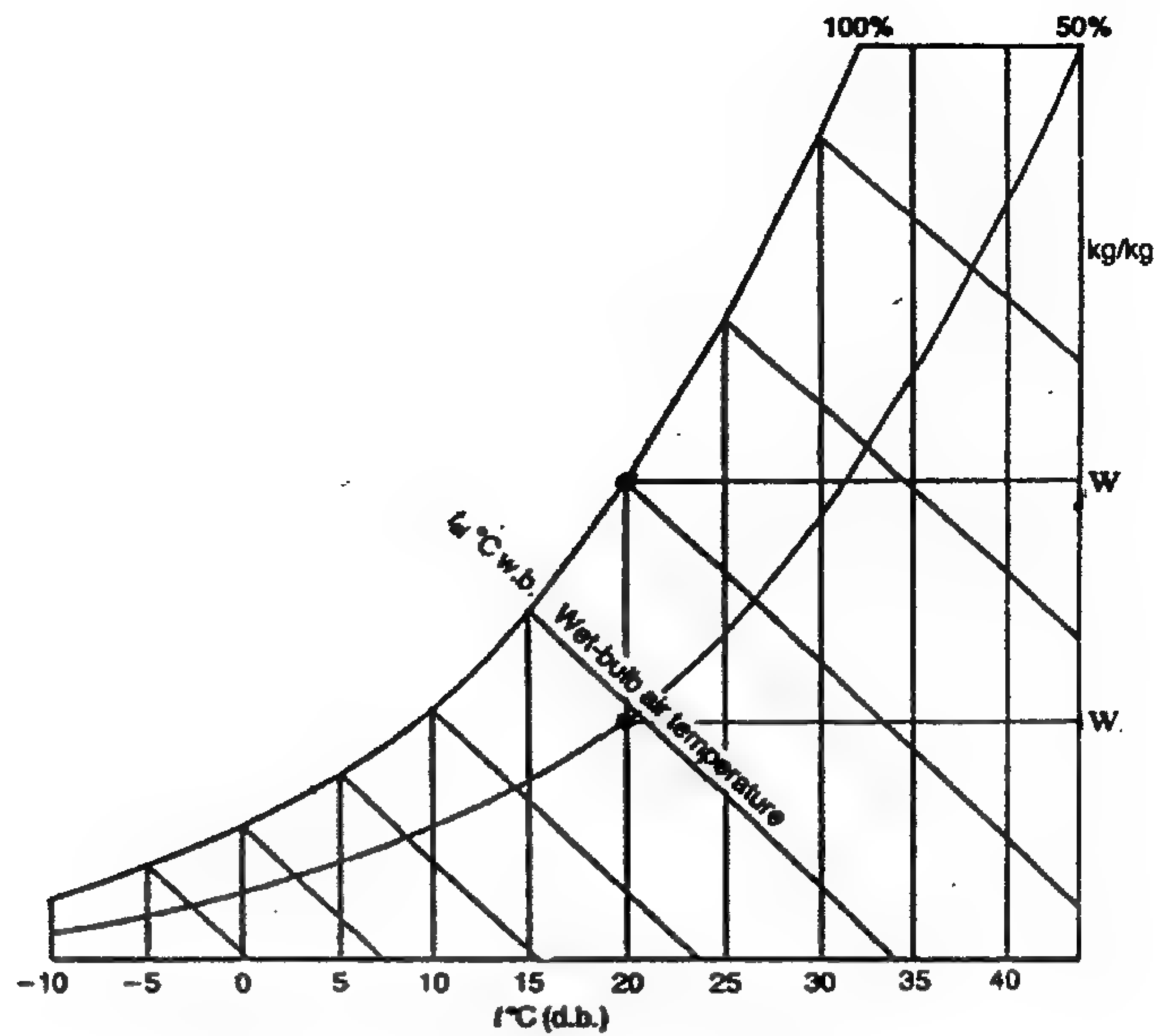
$$h_a = C_{p_a} \times t \quad , \quad kJ / kg \quad (3.13)$$

$h_v$  المحتوى الحرارى لبخار الماء

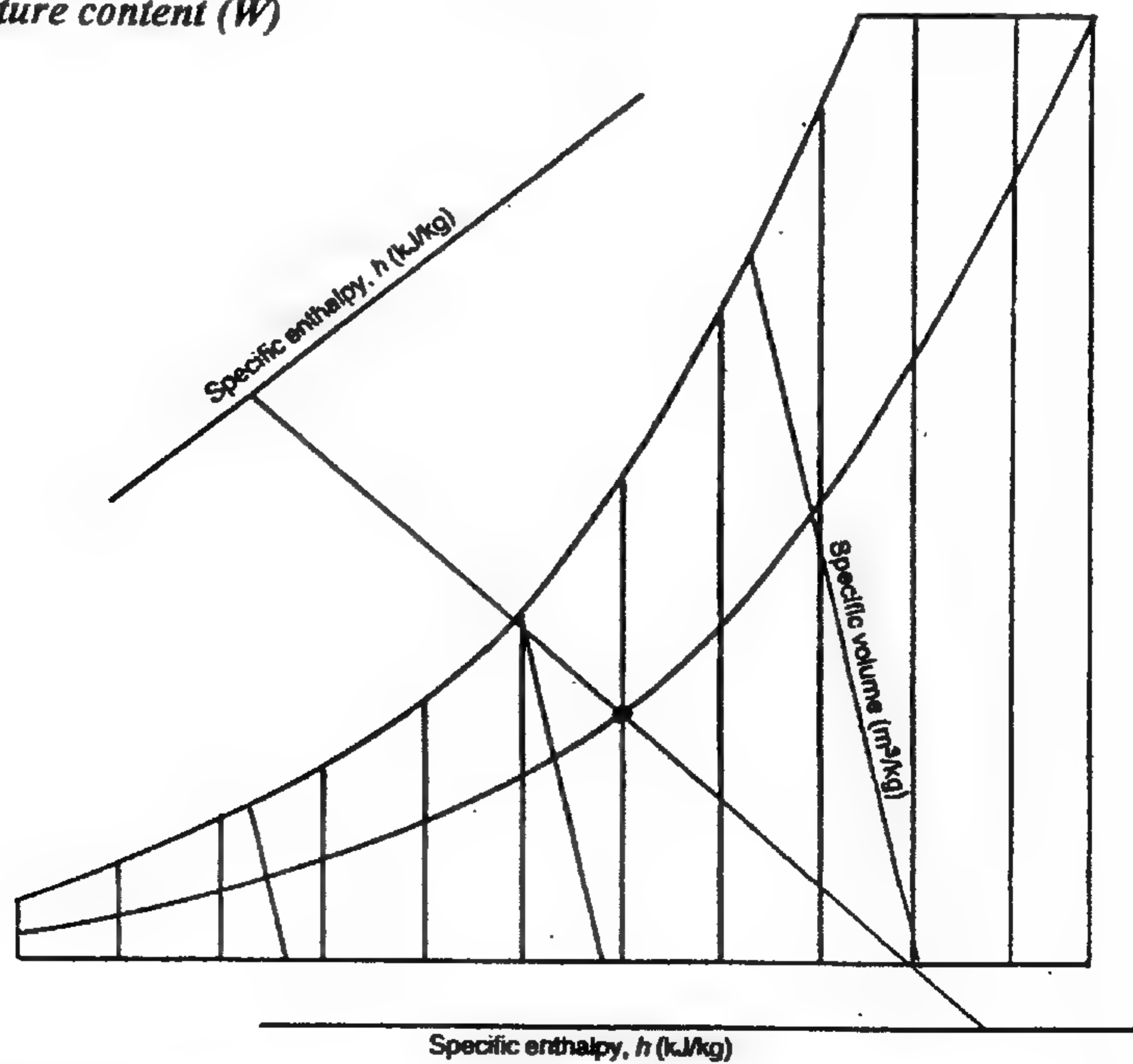
$$h_v = W ( h_{fg} + C_{p(v)} \cdot t ) \quad (3.14)$$

حيث  $C_{p_a}$  ,  $C_{p_v}$  الحرارة النوعية لكل من الهواء الجاف وبخار الماء.

$$C_{p_a} = 1.005 \text{ kJ / kg. K}, \quad C_{p_v} = 1.86 \text{ kJ/kg. K.}$$



**Figure 3.4 Psychrometric chart showing wet- bulb temperature (Wb)  
and moisture content (W)**



**Figure 3.5 Psychrometric chart showing specific enthalpy and specific  
volume.**



$h_{fg}$  هي الانتالبيا النوعية لبخار الماء المشبع عند الصغىر المئوى  $h_{fg} = 2500,8 \text{ kJ/kg}$

بالتعويض بالقيم الرقمية لـ  $h_{fg}$ ,  $C_{pv}$ ,  $C_{pe}$  فى المعادلة (3.12) تصبح انتالبيا الهواء الرطب  $h$ :

$$h = 1.005 + W (2500,8 + 1.86.t) \text{ , kJ/kg} \quad (3.15)$$

وتمثل على خريطة السيكرومتري بخطوط مائلة على الأفقى وتكاد تكون منطبقة على خطوط درجة الحرارة الرطبة وتقرأ على مقياس خاص خارج الخريطة كما هو مبين من Fig 3.5

**بياديسا: نقطة الندى  $Dew point$ .** تعرف نقطة الندى (dew point) بدرجة حرارة الهواء الرطب المشبع عند نفس الضغط ونسبة الرطوبة وبعبارة أخرى إذا تم خفض درجة حرارة الهواء الرطب عند نفس الضغط ونسبة الرطوبة ( $W$ ) فدرجة الحرارة التى يبدأ عندها بخار الماء فى التكثف هي نقطة الندى وتعين بالمعادلة.

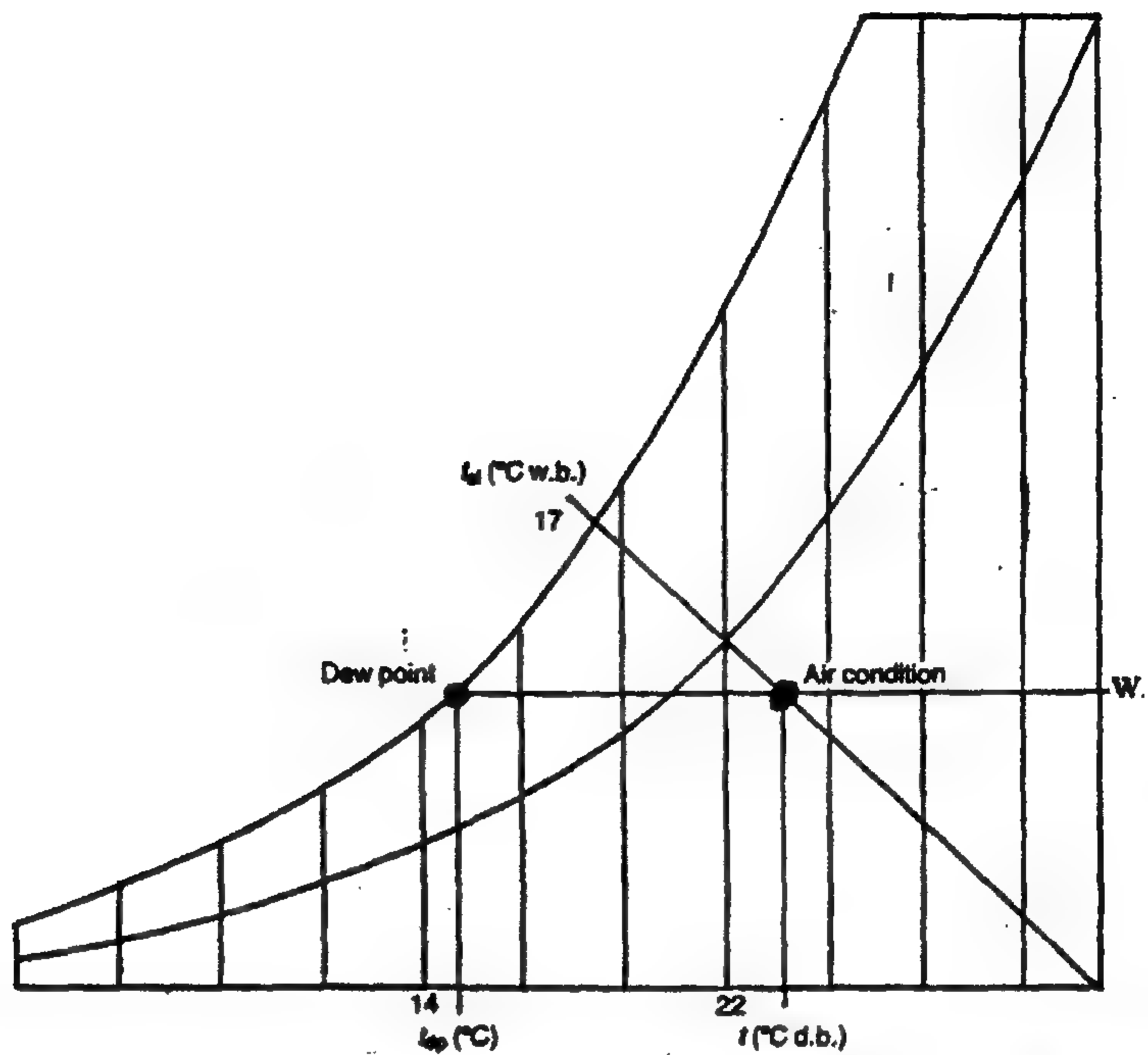
$$t_{dp} = 14.62 \ln (P_s / 600.245), C^\circ \quad (3.16)$$

حيث  $P_s$  ضغط بخار الماء المشبع. يمكن تعيين نقطة الندى المقابلة لحالة الهواء الرطب كالاتى:  
بمعلومية أى خاصيتين (  $\phi$ ,  $h$ ,  $wbt$ ,  $dbt$  ) للهواء الرطب وتحدد حالة الهواء على خريطة السيكرومتري نرسم خطا أفقيا من هذه النقطة حتى يقابل منحنى التشبع ( $\phi = 100\%$ ). نقطة التقاطع تعطى قيمة نقطة الندى كما هو مبين فى Fig 3.6.

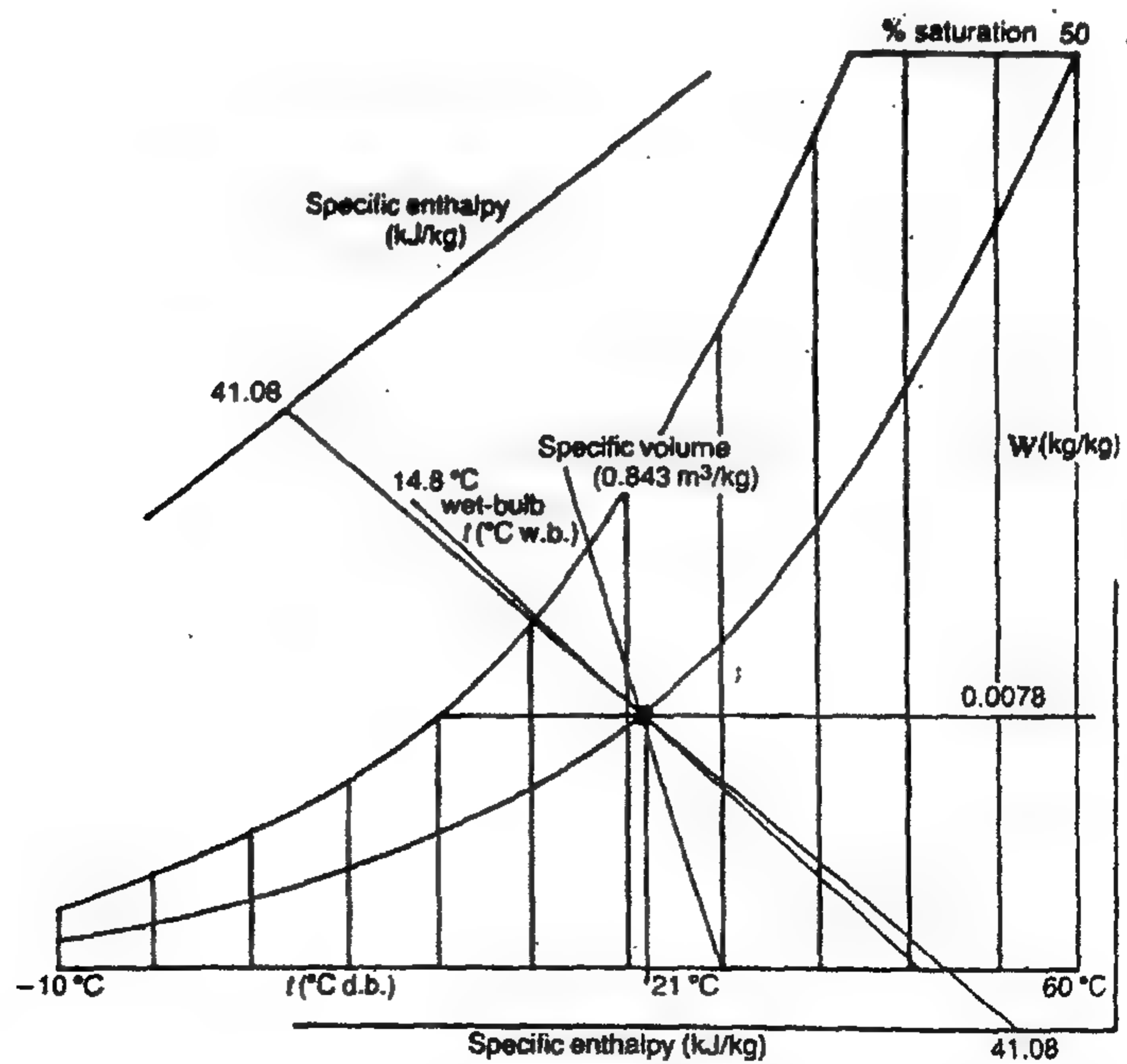
### 3.6 تحديد خواص الهواء الرطب

#### 3.6 Determination of Moist Air Properties

تحديد حالة الهواء الرطب يتطلب معرفة خاصيتين من الخواص السابق شرحها وكمثال لو علم أن حالة الهواء فى غرفة ما تحدد بـ  $t_{db} = 21C^\circ$  ,  $\phi = 50\%$  , باستخدام خريطة السيكرومتري



**Figure 3.6 Psychrometric chart showing the location of dew-point temperature.**



**Figure 3.7 Determination of air state properties.**

تقاطع خط  $db = 21C^\circ$  مع منحنى الرطوبة النسبية  $\phi = 50\%$  يعطى حالة الهواء الرطب فى

الغرفة. Fig 3.7

الاتجاه يمينا افقيا من نقطة التقاطع يعطى نسبة الرطوبة  $W = 0.0078 \frac{kgwv}{kgda}$

الاتجاه يسارا افقيا فى اتجاه منحنى  $\phi = 100\%$  يعطى قيمة نقطة الندى  $dp = 10C^\circ$

درجة الحرارة الرطبة تقرأ من منحنى  $\phi = 100\%$  وهى تساوى  $14,8C^\circ$

الحجم النوعى  $v = 0.843 m^3/kg$

الانثالبي تقرأ على مقياس خارج حدود الخريطة وقيمتها  $h = 41.08 kJ/kg$

### 3.7 تأثير تغيير الضغط الجوى

#### 3.7 The Effect of Barometric Pressure Variation

خواص الهواء الرطب السابق شرحها قد تم حسابها على أساس ضغط الهواء الجوى القياسى

$$P_B = 101.35 kPa$$

ماذا لو تغير هذا الضغط؟

سوف يؤدي ذلك إلى تغيير القيم الموجودة على خريطة السيكرومتري. وللتعامل مع هذه الحالة

نصح باستخدام المعادلة المقترحة بواسطة Thomson لتصحيح التغيير كالتالى :

$$W_s = 0.624 \text{ Ps} / (P_B - 1.004 \text{ Ps}) \quad (3-17)$$

حيث Ps ضغط البخار المشبع عند الظروف القياسية  $P_B = 101,35 kPa$

$P_B$  الضغط الجوى المقاس بالبارومتر. وعلى ذلك يتم تغيير بقية الخواص الأخرى.

ممكن تتبع تغيير خواص الهواء المحددة عند ضغط جوى مقداره  $101,35 kPa$  بنفس الخواص على

خريطة السيكرومتري المحددة على أساس ضغط جوى مقداره  $84,55 kPa$  والمبينة فى Fig 3.1b.

#### Example 3.1

Compute the humidity ratio of air at 60% RH at the condition of : air temperature of  $30C^\circ$ . The barometric pressure is  $101.35 kPa$ .

من Table 3.2 عند  $t = 30^\circ\text{C}$  نجد أن ضغط التبوع هو 4.241, kPa وهو يعنى الضغط عند  $\phi = 100\%$  حيث أن الرطوبة النسبية  $\text{RH} = 60\%$  فإن ضغط البخار يعين بالمعادلة

$$P_v = 4.241 \times \frac{60}{100} = 2.545 \text{ kPa}$$

بالتعويض فى معادلة (3.4)

$$W = 0.622 P_v / (P_t - P_v)$$

$$= 0.622 \times 2.545 / (101.35 - 2.545) = 0.016 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

### Example 3.2

A sling psychrometer shows the air conditions in an occupied room is  $22^\circ\text{C db}$  and  $17^\circ\text{C wb}$ . Calculate the relative humidity.

عند درجة الحرارة الجافة  $t_{db} = 22^\circ\text{C}$  نعين ضغط التبوع بالمعادلة (3.8)

$$\begin{aligned} \text{Log } P_{(sd)} &= 30.59 - 8.2 \log (t_{db} + 273) + 2.48 \cdot 10^{-3} (t_{db} + 273) - \frac{314.23}{t_{db} + 273} \\ &= 30.59 - 8.2 \log (22 + 273) + 2.48 \cdot 10^{-3} (22 + 273) - \frac{3142.3}{22 + 273} = 0.42 \end{aligned}$$

$$P_s = 2.638, \text{ kPa.}$$

ضغط التبوع عند درجة الحرارة الرطبة  $t_{wb} = 17^\circ\text{C}$  يعين بالمعادلة

$$\begin{aligned} \text{Log } P_{sw} &= 30.59 - 8.2 \log (t_{wb} + 273) + 2.48 \cdot 10^{-3} (t_{wb} + 273) - \frac{3142.3}{t_{wb} + 273} \\ &= 30.59 - 8.2 \log (17 + 273) + 2.48 \times 10^{-3} (17 + 273) - \frac{3142.3}{17 + 273} = 0.287 \end{aligned}$$

$$P_{sw} = 1.935, \text{ kPa.}$$

ضغط البخار عند  $t_{wb} = 17^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} P_v &= P_{sw} - 101.325 \times 6.66 \cdot 10^{-4} (t_{db} - t_{wb}) \\ &= 1.935 - 101.325 \times 6.66 \cdot 10^{-4} (22 - 17) = 1.6 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\phi = P_v / P_{(d)} = 1.6 / 2.63 = 60\%$$



### Example 3.3

Calculate the specific volume of humid air at 22C° db & 17C° wb and vapor pressure 1600 Pa.

ضغط الهواء الجاف

$$P_a = P_B - P_v \\ = 101325 - 1600 = 99725, \text{ Pa}$$

وبتطبيق المعادلة 3.11 نجد أن

$$v = mRT / P \\ m = 1 \text{ kg} \quad \& \quad R = 287 \text{ J / kg. K} \quad \& \quad T = 295 \text{ K}$$

وحيث أن  $T = 295 \text{ K}$  وبالتعويض بالقيم السابقة في المعادلة

$$v = 1 \times 287 \times 295 / 99725 = 0.8493 \text{ m}^3 / \text{ kg.}$$

### Example 3.4

Find the dew point of humid air at 22C°db & 17C°wb if vapor pressure is 1600Pa.

وبتطبيق المعادلة 3.16

$$t_{dp} = 14.62 \ln ( P_s / 600,245) \\ = 14.62. \ln ( 1600 / 600.245) = 14.3\text{C}^\circ$$

حل آخر

بتوقيع حالة الهواء  $t_{db} = 22\text{C}^\circ$  ،  $t_{wb} = 17\text{C}^\circ$  على خريطة السيكرومتري ونرسم خطا افقيا في

اتجاه المنحنى  $\phi = 100\%$  . نقطة التقاطع نسقطها رأسيا لتقرأ القيمة  $t_{dp} = 14\text{C}^\circ$

### Example 3.5

Compute the enthalpy of moist air at 60% RH, when the temperature is 30C°db, for standard barometric pressure.

**Table 3.2 Moist Air properties.**

$t, ^\circ\text{C}$	Saturation pressure, kPa	Specific volume, $\text{m}^3/\text{kg}$		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/kg · K	
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
0	0.6108	0.0010002	206.3	-0.04	2501.6	-0.0002	9.1577
2	0.7055	0.0010001	179.9	8.39	2505.2	0.0306	9.1047
4	0.8129	0.0010000	157.3	16.80	2508.9	0.0611	9.0526
6	0.9345	0.0010000	137.8	25.21	2512.6	0.0913	9.0015
8	1.0720	0.0010001	121.0	33.60	2516.2	0.1213	8.9513
10	1.2270	0.0010003	106.4	41.99	2519.9	0.1510	8.9020
12	1.4014	0.0010004	93.84	50.38	2523.6	0.1805	8.8536
14	1.5973	0.0010007	82.90	58.75	2527.2	0.2098	8.8060
16	1.8168	0.0010010	73.38	67.13	2530.9	0.2388	8.7593
18	2.062	0.0010013	65.09	75.50	2534.5	0.2677	8.7135
20	2.337	0.0010017	57.84	83.86	2538.2	0.2963	8.6684
22	2.642	0.0010022	51.49	92.23	2541.8	0.3247	8.6241
24	2.982	0.0010026	45.93	100.59	2545.5	0.3530	8.5806
26	3.360	0.0010032	41.03	108.95	2549.1	0.3810	8.5379
28	3.778	0.0010037	36.73	117.31	2552.7	0.4088	8.4959
30	4.241	0.0010043	32.93	125.66	2556.4	0.4365	8.4546
32	4.753	0.0010049	29.57	134.02	2560.0	0.4640	8.4140
34	5.318	0.0010056	26.60	142.38	2563.6	0.4913	8.3740
36	5.940	0.0010063	23.97	150.74	2567.2	0.5184	8.3348
38	6.624	0.0010070	21.63	159.09	2570.8	0.5453	8.2962
40	7.375	0.0010078	19.55	167.45	2574.4	0.5721	8.2583
42	8.198	0.0010086	17.69	175.31	2577.9	0.5987	8.2209
44	9.100	0.0010094	16.04	184.17	2581.5	0.6252	8.1842
46	10.086	0.0010103	14.56	192.53	2585.1	0.6514	8.1481
48	11.162	0.0010112	13.23	200.89	2588.6	0.6776	8.1125
50	12.335	0.0010121	12.05	209.26	2592.2	0.7035	8.0776
52	13.613	0.0010131	10.98	217.62	2595.7	0.7293	8.0432
54	15.002	0.0010140	10.02	225.98	2599.2	0.7550	8.0093
56	16.511	0.0010150	9.159	234.35	2602.7	0.7804	7.9759
58	18.147	0.0010161	8.381	242.72	2606.2	0.8058	7.9431
60	19.920	0.0010171	7.679	251.09	2609.7	0.8310	7.9108
62	21.84	0.0010182	7.044	259.46	2613.2	0.8560	7.8790
64	23.91	0.0010193	6.469	267.84	2616.6	0.8809	7.8477
66	26.15	0.0010205	5.948	276.21	2620.1	0.9057	7.8168
68	28.56	0.0010217	5.476	284.59	2623.5	0.9303	7.7864
70	31.16	0.0010228	5.046	292.97	2626.9	0.9548	7.7565
72	33.96	0.0010241	4.646	301.35	2630.3	0.9792	7.7270
74	36.96	0.0010253	4.300	309.74	2633.7	1.0034	7.6979
76	40.19	0.0010266	3.976	318.13	2637.1	1.0275	7.6693
78	43.65	0.0010279	3.680	326.52	2640.4	1.0514	7.6410
80	47.36	0.0010292	3.409	334.92	2643.8	1.0753	7.6132
82	51.33	0.0010305	3.162	343.31	2647.1	1.0990	7.5850
84	55.57	0.0010319	2.935	351.71	2650.4	1.1225	7.5588
86	60.11	0.0010333	2.727	360.12	2653.6	1.1460	7.5321
88	64.95	0.0010347	2.536	368.53	2656.9	1.1693	7.5058
90	70.11	0.0010361	2.361	376.94	2660.1	1.1925	7.4799
92	75.61	0.0010376	2.200	385.36	2663.4	1.2156	7.4543
94	81.46	0.0010391	2.052	393.78	2666.6	1.2386	7.4291
96	87.69	0.0010406	1.915	402.20	2669.7	1.2615	7.4042
98	94.30	0.0010421	1.789	410.63	2672.9	1.2842	7.3796
100	101.33	0.0010437	1.673	419.06	2676.0	1.3069	7.3554

الضغط الجوي القياسي  $P_i = 101,35 \text{ kPa}$  من Table 3.2 عند  $t_{db} = 30^\circ\text{C}$  ضغط بخار الماء عند التشبع  $P_s = 4.24 / \text{kPa}$ .

وحيث أن الرطوبة النسبية هي  $RH = 60\%$  فإن ضغط بخار الماء

$$P_v = 4,241 \times \frac{60}{100} = 2.545, \text{ kPa}$$

وبالتعويض في المعادلة.

$$W = 0.622 \frac{P_v}{P_i - P_v}$$

$$= 0.622 \times \frac{2.545}{101,35 - 2.545} = 0.016 \frac{\text{kgwv}}{\text{kgd.a.}}$$

انثالبيا الهواء تحدد من المعادلة

$$h = 1.005t + W (2500 + 1.86t)$$

$$= 1.005 \times 30 + 0.016 (2500 + 1.86 \times 30)$$

$$= 71.04, \text{ kJ / kg.}$$

### Problems

3.1 Using the psychrometric chart for the condition (a) to (e), list the properties not shown.

	$t_{db} \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{wb}$	$dp, \text{ } ^\circ\text{C}$	$RH\%$	$W$ $\text{kg wv/kgda}$	$v$ $\text{m}^3/\text{kg}$	$h$ $\text{kJ / kg}$
a	27	16					
b	24			40			
c		18	10				
d			10	40			
e	21			70			

**3.2** Calculate values of humidity ratio, specific volume for saturated air at one standard atmosphere using perfect gas relation for temperature of  $20^{\circ}\text{C db}$ .

**3.3** The temperature of a certain room is  $22^{\circ}\text{C}$ , and the relative humidity is 50% the barometric pressure is 100 k Pa. Find (a) the partial pressure of the air and water vapor, (b) the vapor density, and the humidity ratio.

**3.4** The condition within a room is  $21^{\circ}\text{C db}$  and 50% RH, and at standard barometric pressure of 101,35 kPa. The inside surface temperature of the window is  $4.4^{\circ}\text{C}$ . will the moisture condenses on the window glass?



## عمليات السيكترومترى

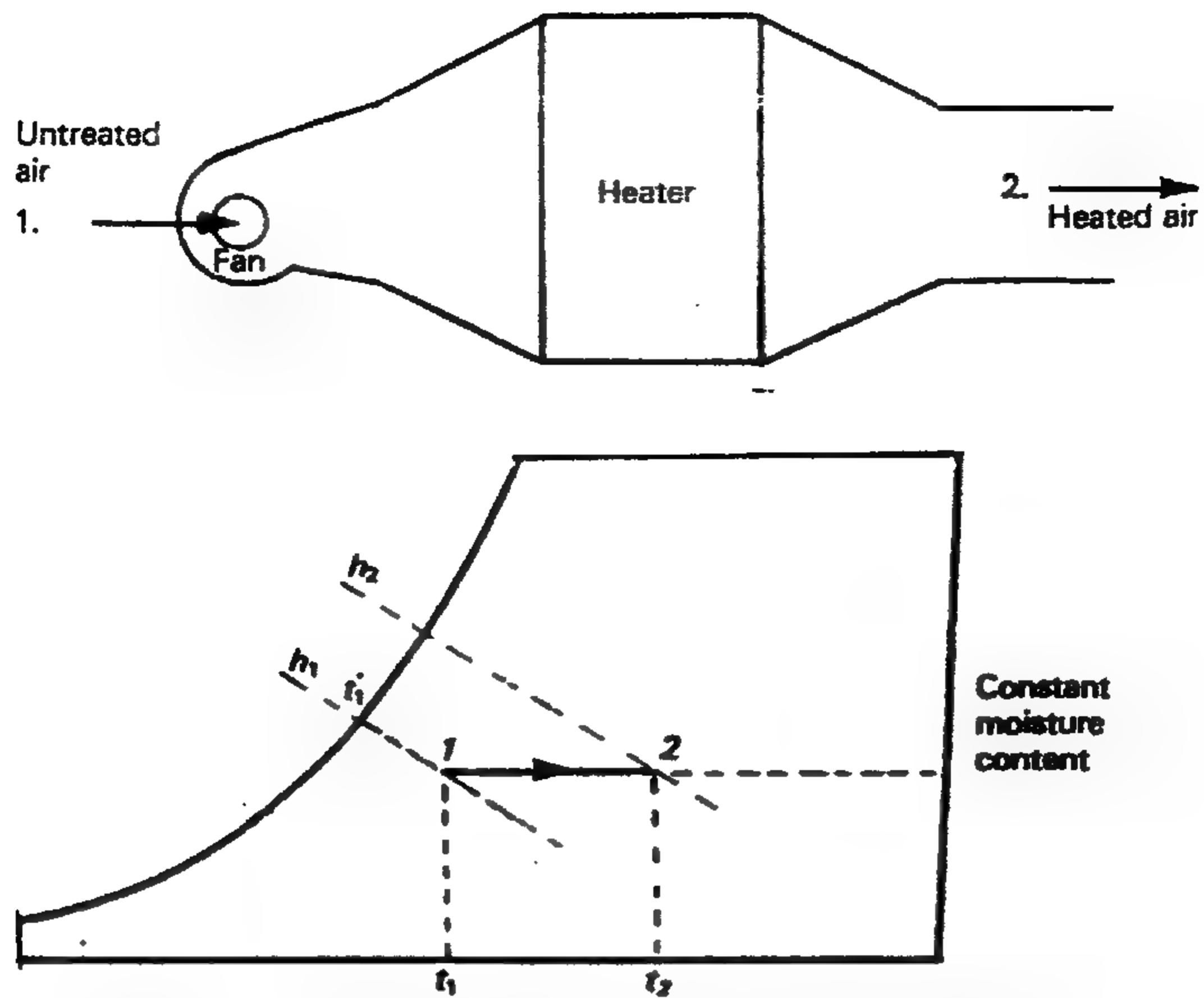
**PYCHROMETRIC PROCESSES****General****مقدمة**

الغرض من معدات تكييف الهواء هو معالجة الهواء الداخل إلى هذه المعدات بغرض تغيير حالته. هذا التغيير يسمى عملية Process ، فعملية التبريد تحدث بواسطة ملفات التبريد cooling coil وعملية التسخين تحدث بواسطة ملفات التسخين Heating coil والترطيب في غرفة الترطيب . Humidifier. وهكذا تمثيل هذه العمليات على خريطة السيكترومترى له أهمية خاصة حيث أنه يساعد في اختيار المعدات اللازمة من ناحية ومن ناحية أخرى يساعد على تحليل المسألة العملية. عادة تمثل في شكل خط من الحالة الابتدائية إلى الحالة النهائية. مما هو جدير بالذكر أن القوانين الحاكمة لعمليات تكييف الهواء هي قوانين حفظ الطاقة وحفظ الكتلة وهذا ما سوف نتناوله في هذا الباب.

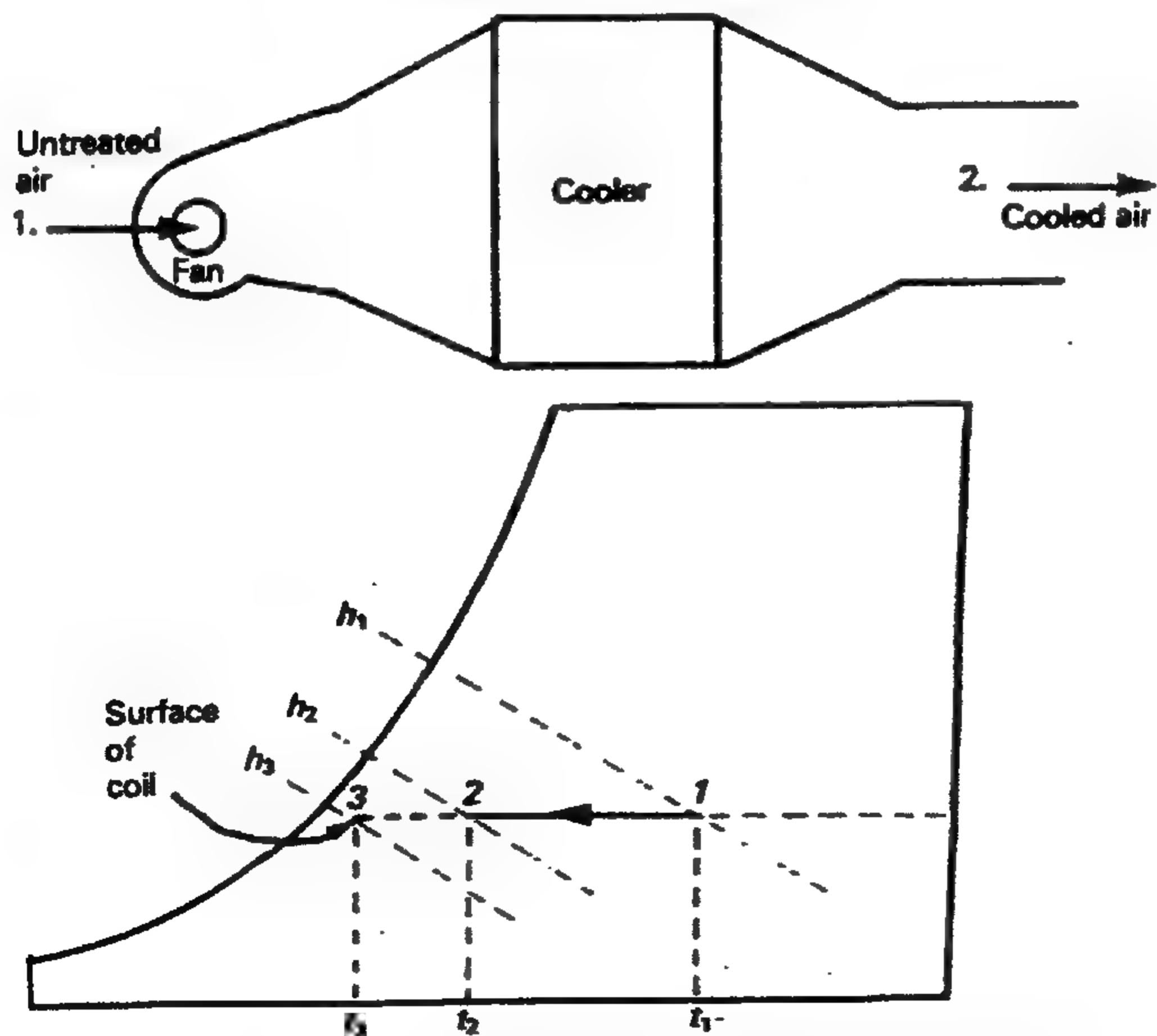
**4.1 Sensible Heating****4.1 التسخين المحسوس**

إذا كان الهواء في الحالة (1) Fig 4-1 كتلته  $m_a$  ودرجة حرارته  $t_1$  يمر خلال مصفوفة Bundle من الأنابيب عادة مزعنة وتعمل كسخان وإذا لم يتم إضافة أو نزع رطوبة من هذا الهواء فإنه يمكن اعتبار العملية تسخيناً محسوساً. في نهاية هذه العملية ترتفع درجة حرارة الهواء إلى  $t_2$  وبالطبع ستكون أقل من درجة حرارة سطح السخان  $t_3$  أي أن  $t_3 > t_2 > t_1$  . ( $t_3$  غير ممثلة على الرسم). كمية الحرارة المضافة للهواء يمكن حسابها من معادلة حفظ الطاقة

$$q_s = m_a (h_2 - h_1) \quad , \text{ kW} \quad (4-1)$$



**Fig 4-1 Sensible heating of air and the plot on a psychrometric chart**



**Fig 4.2 Sensible cooling of air and the plot on a psychrometric chart**

كفاءة السخان يعبر عنها بمعامل التلامس CF

$$CF = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \quad (4.2)$$

تسخين الهواء يمكن أن يتم بواسطة إمرارة على سطح يتدفق بداخله ماء ساخن أو بخار ساخن أو على سطح المكثف لوحدة التبريد ( المضخة الحرارية ) أو بمروره على مصفوفة من السخانات الكهربائية .

خلال هذه العملية تظل نسبة الرطوبة ثابتة  $W = \text{const}$  وتنخفض الرطوبة النسبية RH ويزداد الحجم النوعي والانتالبيا النوعية

## 4.2 Sensible Cooling

## 4.2 التبريد المحسوس

عندما يبرد الهواء بدون فقد أو اكتساب رطوبة فإن العملية تأخذ شكل الخط المستقيم الأفقي نظرا لأن نسبة الرطوبة ثابتة  $W = \text{const}$  طوال العملية. الهواء في حالة النقطة (1) عندما يمر خلال ملف تبريد مزعنف (cooler) درجة حرارة  $t_3$  أقل من  $t_1$  وأكبر من نقطة الندى ( $t_{dp} < t_3 < t_1$ ) كما هو مبين في Fig4.2. ونظرا لملامسة الهواء لسطح المبرد فإنه سيفقد جزءا من حرارته وتنخفض درجة الحرارة إلى  $t_2$  بحيث ( $t_2 > t_3$ ) وحيث أن درجة حرارة سطح المبرد أعلى من نقطة الندى المناظرة لدرجة الحرارة  $t_1$  فلن يحدث تكثيف لبخار الماء في الهواء أو تغيير في نسبة الرطوبة وتسمى العملية تبريدا محسوسا.

وسيط التبريد المستخدم هو إما أن يكون ماءا مثلجا Chilled water أو مائع تبريد متبخر Evaporating refrigerant داخل ملفات تبريد.

إذا فرضنا أن كتلة الهواء المار على ملفات التبريد هي  $m_a$ , kg/s وبتطبيق معادلة حفظ الطاقة نجد أن:

$$m_a h_2 + q_s = m_a h_1 \quad (4.3)$$

$$q_s = m_a (h_1 - h_2), \text{ kW} \quad (4.4)$$

كفاءة ملف التبريد يعبر عنها بمعامل التلامس (CF) Contact factor

$$CF = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \quad (4.5)$$

وهي تمثل نسبة كمية الحرارة المنزوعة من الهواء إلى كمية الحرارة العظمى التي كان يمكن نزعها وذلك عندما تتساوى درجة الحرارة النهائية للهواء  $t_2$  مع درجة حرارة السطح المبرد  $t_3$ . خلال هذه العملية تظل نسبة الرطوبة  $W = \text{const}$  وتزداد الرطوبة النسبية وينخفض كل من الحجم النوعي  $v$  والانتالبيا  $h$ .

### 4.3 التبريد وإزالة الرطوبة 4.2 Cooling and Dehumidification

هذه العملية تتم بتبادل الحرارة والكتلة. إذا افترضنا أن الهواء الرطب في الحالة (1) كما هو موضح Fig 4.3 يمر على سطح بارد درجة حرارته  $t_3$  أقل من نقطة الندى  $t_d$  المناظرة لنقطة، فيمكن تتبع الآتي:

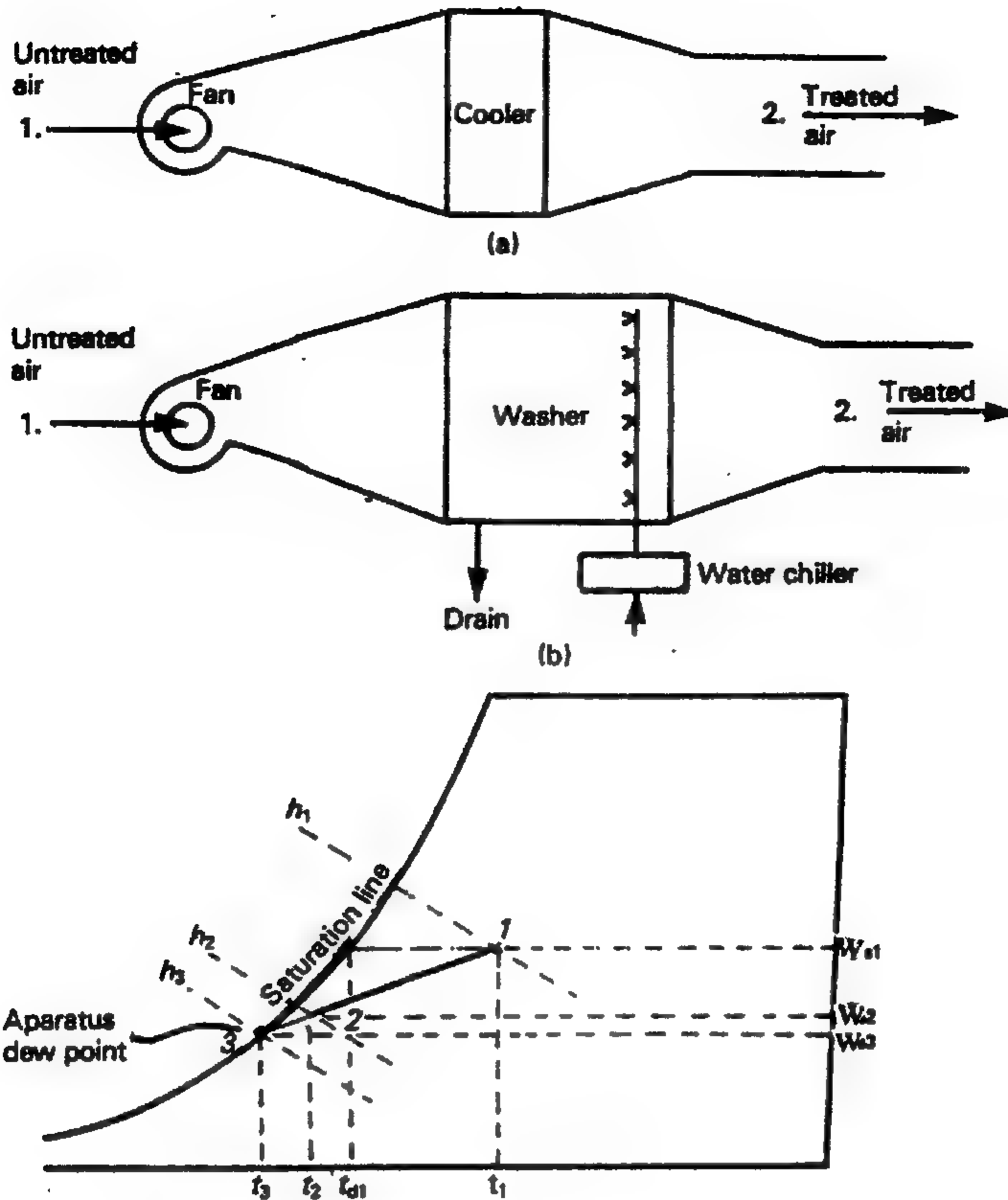
يتم تبريد الهواء وإزالة رطوبته خلال العملية 1-2. هذه العملية يمكن تجزئتها ودراستها كالتالي:

أولاً : يخضع الهواء إلى تبريد محسوس بدايته نقطة (1) ونهايته نقطة الندى المناظرة لنقطة (1) على خط التشبع.

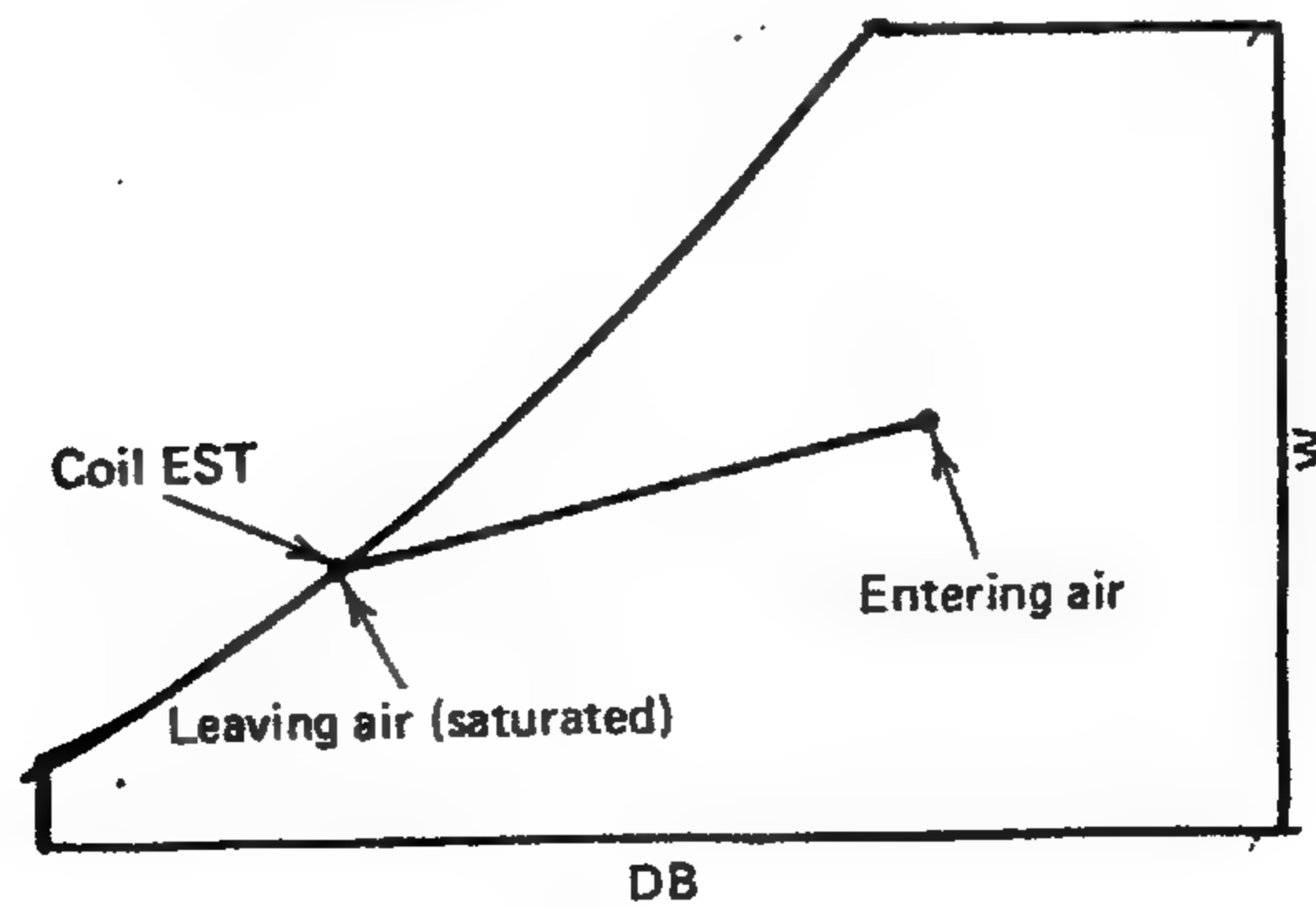
ثانياً : يخضع الهواء بعد ذلك لعملية تكثيف بإزالة رطوبته خلال منحنى التشبع Saturation curve وتنتهي بنقطة (3) درجة حرارة السطح والتي تسمى أيضاً نقطة ندى الجهاز Apparatus dew point الهواء الملامس لسطح الجهاز تماماً تكون درجة حرارته  $(t_3)$ . هذا الهواء يخلط مع الجزء الأكبر من الهواء عند نقطة (1) الذي درجة حرارته  $(t_1)$  ويعبر عن حالة الخليط بالنقطة (2) وتكون درجة حرارته هي  $(t_2)$  وهي نفس درجة حرارة الهواء المغادر لسطح الملف. الخط الواصل بين (1)، (2) يسمى خط عملية الملف Coil process line. هذا الخط في بعض الأحيان يأخذ شكل المنحنى ويعتمد على تصميم الملف. نظرياً نقطة (2) أي نقطة المغادرة يمكن أن تطبق على نقطة (3) إذا كانت مساحة سطح الملف لا نهائية وأن كل الهواء المار عليه يكون ملامساً لسطحه بصورة مباشرة وحيث أن هذه الشروط غير قابلة للتحقيق عملياً فإن نقطة المغادرة تكون هي نقطة (2) وعادة ما تكون عند  $\phi = (90-95)\%$

إذا كانت كتلة الهواء المار هو  $m_a$  فإن سعة ملف التبريد  $q_{cc}$  يمكن تعينه بالمعادلة





**Fig 4.3 Cooling and dehumidification of air and the plot on a psychrometric chart**



**Fig 4.4 Coil process for a cooling coil with  $CF=1$**

$$q_{cc} = m_a (h_1 - h_2) \quad , \quad kW \quad (4.6)$$

كتلة الرطوبة المزالة  $m_w$  هي :

$$m_w = m_a (W_1 - W_2) \quad , \quad kg/s \quad (4.7)$$

وسيط التبريد في هذه العملية قد يكون الماء المثلج المار في ملف التبريد بدرجة حرارة أقل من  $(t_3)$  أو أن يكون مائع تبريد يغلي بدرجة حرارته أقل من  $(t_3)$  ويمثل ملف التبريد في هذه الحالة مبخر محطة التبريد.

#### 4.4 معامل التلامس الأمرار الجانبي

##### 4.4 Contact Factor By pass Factor

كما أشرنا عاليا فإن الهواء عندما يمر على السطح الخارجى للملف فإن جزءا من هذا الهواء يلامس السطح الخارجى للملف ويعبر عن ذلك بمعامل التلامس Contact Factor ويمكن حسابه بالمعادلة

$$CF = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} = \frac{W_1 - W_2}{W_1 - W_3} \quad (4.8)$$

الجزء الآخر من الهواء الذى لا يلامس السطح الخارجى للملف أو بالتالى لا يكتسب أو يفقد حرارة يقال أنه يمر إمرارا جانبيا لسطح الملف ويعبر عنه بمعامل الأمرار الجانبي By-pass factor أو اختصارا BF وطبقا للتعريف السابقة فإن  $CF + BF = 1$

#### 4.5 درجة حرارة السطح الفعالة

##### 4.5 Effective Surface Temperature

درجة حرارة السطح الخارجى للملف ليست متساوية على جميع الأجزاء ولكنها تتغير من مكان لآخر طبقا لعدد من العوامل أهمها عامل التصميم مثل عدد الزعانف وشكل الملف نفسه وسرعة دخول الهواء على الملف وغيرها. ولذلك تم اختيار تعبير درجة حرارة السطح الفعالة Effective Surface Temperature (EST) لتكون درجة حرارة سطح الملف المتوسطة وهى تعنى درجة حرارة السطح الذى لو لامسها الهواء سوف تبرد. هذه الدرجة تسمى

أيضا نقطة ندى الجهاز Apparatus dew point وهي التي تم الإشارة إليها عاليا Fig 4.3 وعلى ذلك فإن كان كل الهواء يقع في حالة تلامس مع السطح وهذا لا يتأتى إلا إذا كانت مساحة السطح لا نهائية

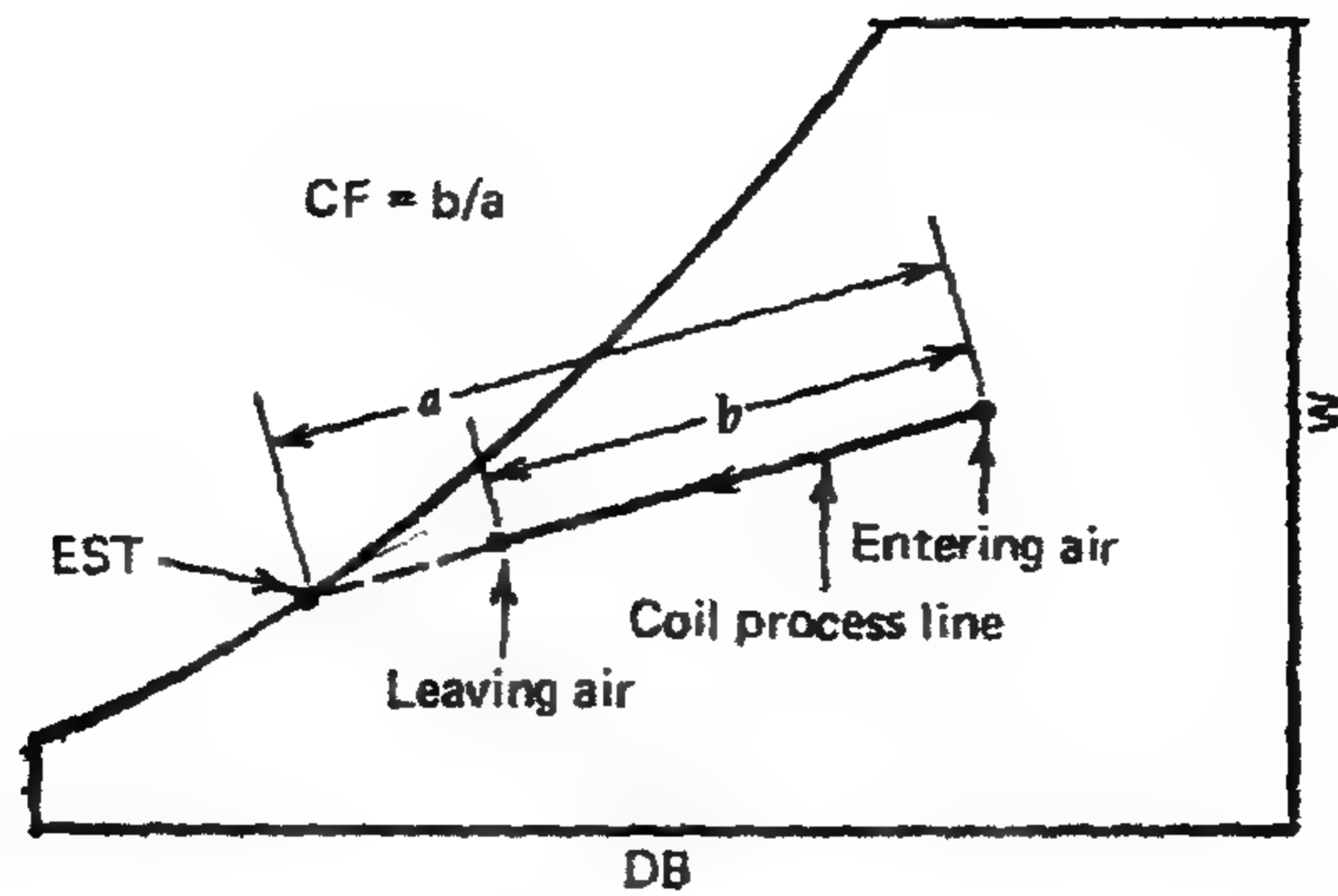
وعلى هذا فإن درجة حرارة الهواء المغادر سوف يكون مساوية لدرجة حرارة السطح الفعالة وعندها يكون معامل التلامس  $CF = 1$  Fig 4.4 وهذا لا يمكن حدوثه حيث أن بعض الهواء سوف يمر أمرارا جانبيا للسطح وعلى هذا فإستحالة تشبع الهواء وتكون نقطة المغادرة كما هي مبينة في Fig 4.4 ويكون معامل التلامس مقدرا بالقيمة  $CF = b/a$  كما هو مبين في Fig 4.5 ومعامل الإمرار الجانبي  $BF = 1 - CF$ .

## 4.6 التبريد التبخيري أو الترطيب الأدياباتي

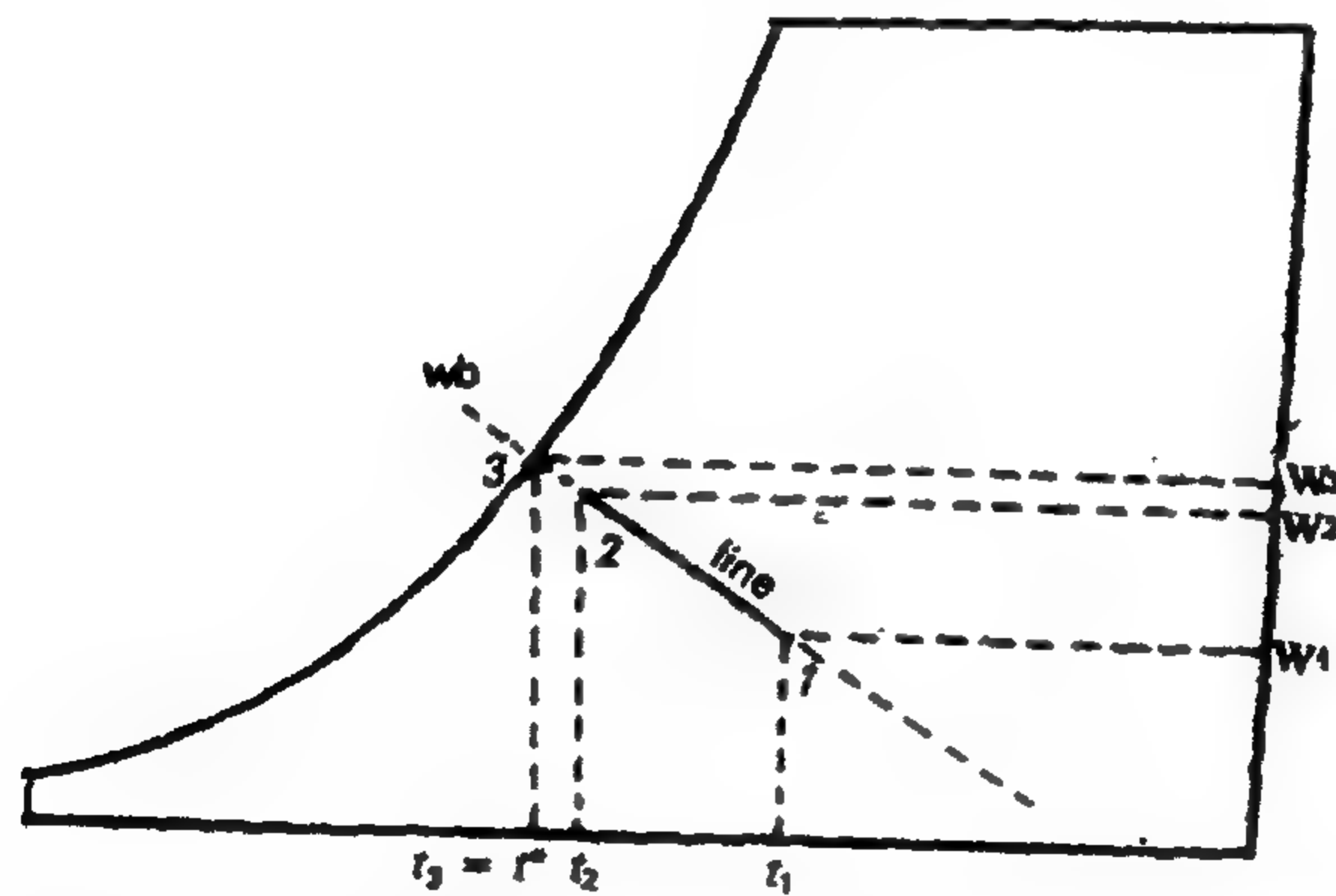
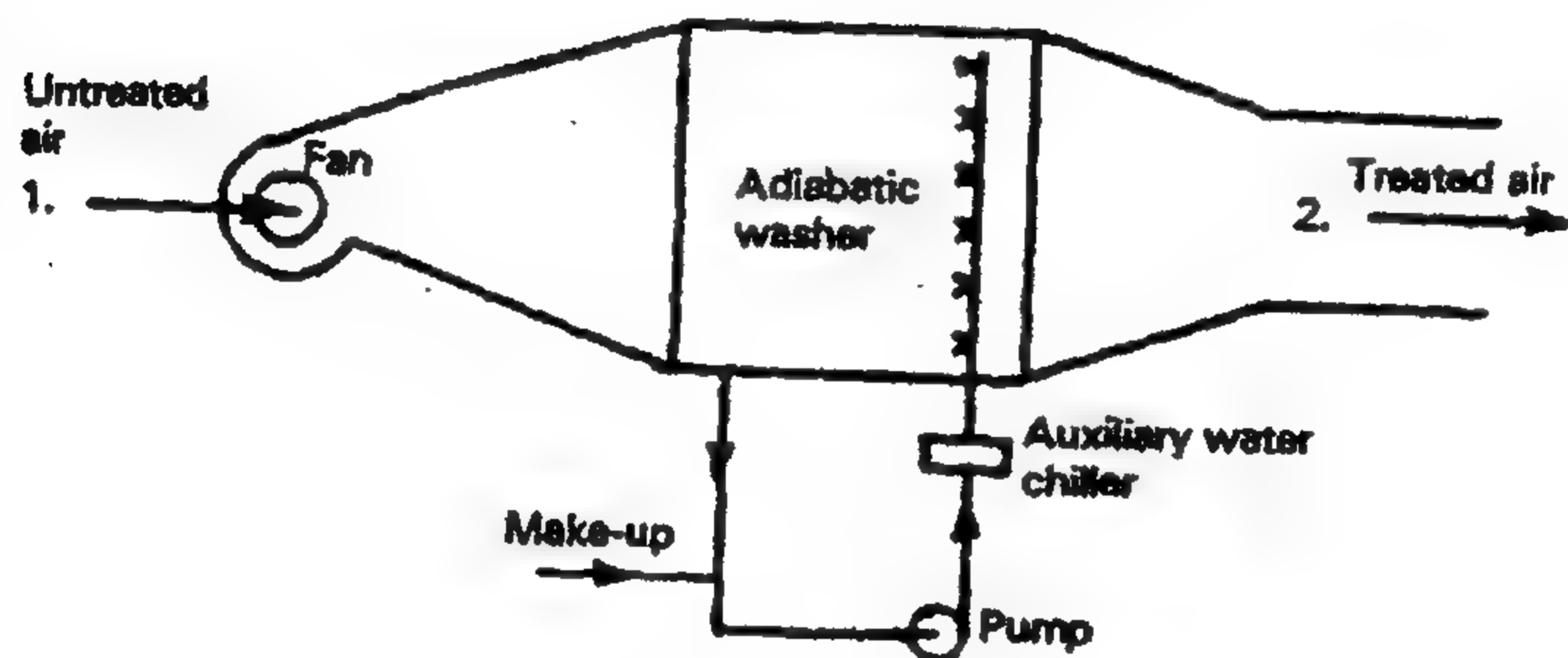
### 4.6 Evaporative Cooling or Adiabatic Humidification

هي العملية التي بموجبها تسحب كمية من الحرارة المحسوسة من الهواء وتضاف إليه كمية مساوية من الحرارة الكامنة أي أن المحصلة النهائية أن العملية تتم بدون سحب أو إضافة حرارة خارجية لذلك فهي تسمى أدياباتية. لإتمام هذه العملية يستخدم ملف رشاش Spray coil أو غاسل للهواء Air washer ليرش الهواء بالماء كما هو مبين في Fig 4-6 الهواء في الحالة (1) يدفع خلال رشاش من الماء البارد الذي درجة حرارته  $t_3 = t$  درجة التشبع الأدياباتي Adiabatic saturation temperature نتيجة لذلك يتبخر بعض الماء بتأثير الحرارة المنزوعة من الهواء. هذا البخار يحمله تيار الهواء ولذا تنخفض درجة حرارة الهواء إلى  $t_2$  وترداد رطوبته من  $W_1$  إلى  $W_2$  آلية العملية يمكن تفسيرها بأن بعض الهواء يتعرض للتلامس مع قطرات الماء المتناهية في الصغر فيحدث تبادل حرارة وكتلة بينهما فتتخفض درجة حرارة الهواء بشدة وتصبح تقريبا مساوية لـ  $t_3$  أما للجزء الآخر من الهواء الذي لا يتلامس مع الماء فيخلط مع الجزء الأول ويعبر عن محصلة حالة الخليط بالنقطة (2). نظرا لأن العملية إدياباتية فإن الحرارة المحسوسة تساوى الحرارة الكامنة أي أن.

$$Cp (t_1 - t_2) = h_{fg} (W_2 - W_1) \quad (4.9)$$



*Fig 4.5 determining CF for a cooling Coil*



*Fig 4.6 Cooling and humidification of air and the plot on a psychrometric chart*



لذلك تمثل هذه العملية على خريطة الميكرومترى بخط ثبات درجة الحرارة الرطبة (wb). لضمان استمرار العملية لابد من تعويض الماء المتبخر والمحمول مع الهواء بكمية من الماء ويمكن تعين من المعادلة.

$$m_w = m_a (W_2 - W_1) \quad , \text{ kg/s} \quad (4-10)$$

كفاءة المرطب  $\eta$  تعين بالمعادلة

$$\eta = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \quad (4-11)$$

يستخدم التبريد التبخيري بصورة أساسية في الأغراض الصناعية والتي تتطلب نسبة رطوبة عالية مثل صناعات النسيج والورق - كذلك يستخدم فيما يسمى بالمكيف أو المبرد الصحراوي Desert cooler المبرد الصحراوي يتكون من مروحة بمحرك تقوم بدفع الهواء ليمر على مساحة في نسيج مسامي كاللباد مبلل الماء. جزء من الماء المرشوش يتبخر ويأخذ حرارة الكامنة من الهواء المحيط فتتخفض درجة حرارة الأخير.

وجدير بالذكر بأنه إذا كانت درجة حرارة الهواء الرطبة والجافة الداخل للجهاز هي  $25^\circ\text{wb}$ ،  $27^\circ\text{db}$  فإن أقل درجة حرارة جافة يمكن أن يصل إليها الجهاز هي  $25^\circ$ . إذا كانت كفاءته 100% ولا يمكن أن تنزل عن هذه الدرجة لذلك لا يستخدم على نطاق واسع.

#### 4.7 التسخين والترطيب (الحقن بالبخر)

##### 4.7 Heating and Humidification (Steam Injection)

تستخدم هذه العملية لتوفير ظروف الراحة في شهور الشتاء. وتتمثل في إضافة حرارة محسوسة وحرارة كامنة ويستخدم لذلك البخار المشبع عند درجة حرارة عالية. الهواء في الحالة (1) كما هو مبين في Fig 4.7 يمر على رشاش من الماء الساخن أو البخار المشبع الساخن في حالة (3) بحيث  $t_3 > t_1$ .

ففي هذه الحالة الهواء سوف يستقبل حرارة محسوسة من قطرات الماء أو البخار نتيجة لفرق درجات الحرارة ( $t_3 - t_1 > 0$ ) هذا يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة الهواء ونظراً لأن ضغط البخار الساخن أكبر من ضغط البخار الرطب فسيحدث انتقال للمادة وبذلك يتم ترطيب الهواء.

الماء الساخن أو البخار يتم حقنه بحيث تقع حالته عند منحنى التشبع أى عند نقطة (3) وبالتالي فإن الهواء الرطب الذى تكون جزيئاته فى حالة تلامس مباشر مع جزيئات البخار الساخن سوف تكون درجة حرارتها مساوية  $t_3$ . عندما تختلط هذه الجزيئات مع الجزء الباقى الذى لا يكون فى حالة تلامس مباشر تصبح حالة الخليط النهائية فى نقطة (2) وهى نقطة المغادرة Departure وهى تقع بين نقطة (1) ونقطة (3). كلما كانت كفاءة التلامس جيدة كلما اقتربت نقطة (2) من نقطة (3).

كمية الحرارة المضافة للهواء هي :

$$q_h = m_a (h_2 - h_1) \quad , \quad kW \quad (4.12)$$

كمية الرطوبة المضافة :

$$m_w = m_a (W_2 - W_1) \quad , \quad kg/s$$

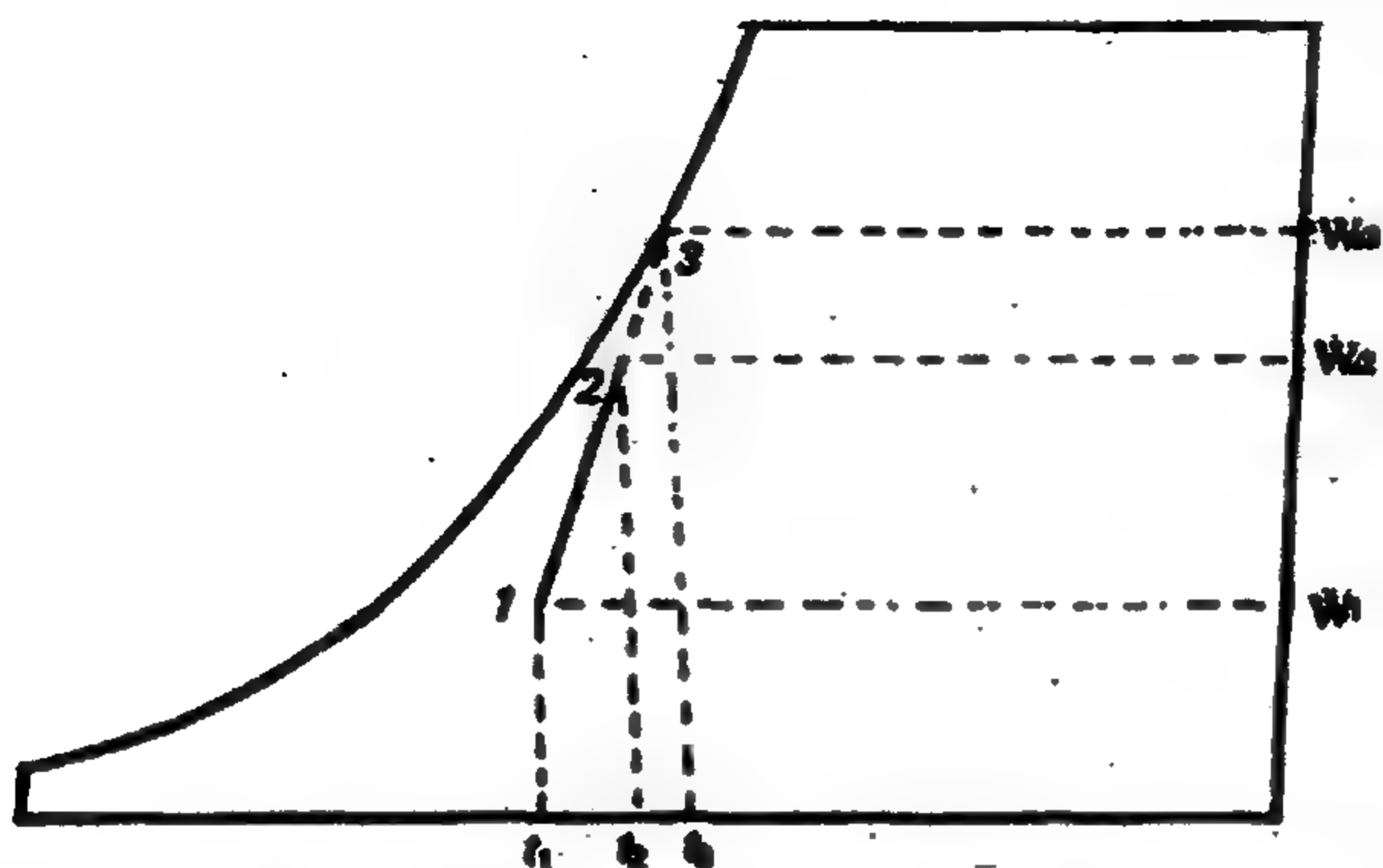
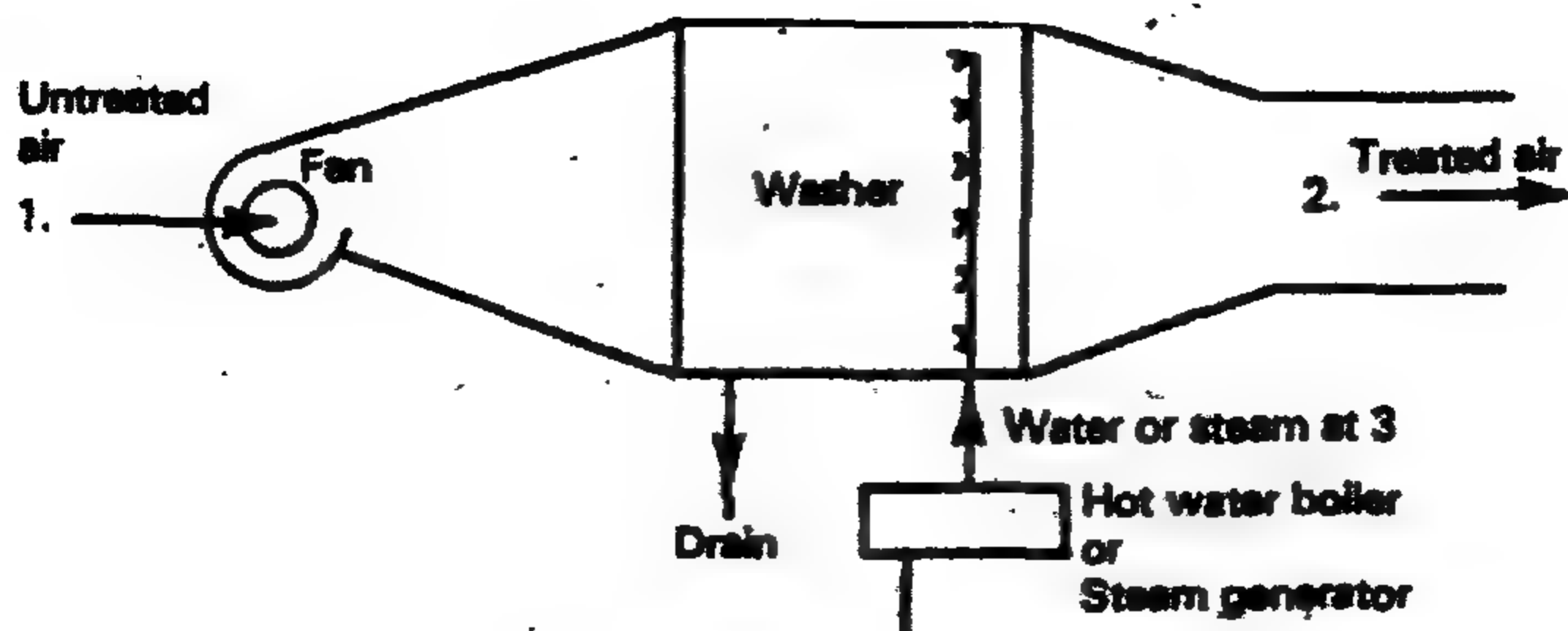
كفاءة العملية يعبر عنه مدى قرب نقطة (2) من نقطة (3) بالرمز  $\eta$

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \quad (4.14)$$

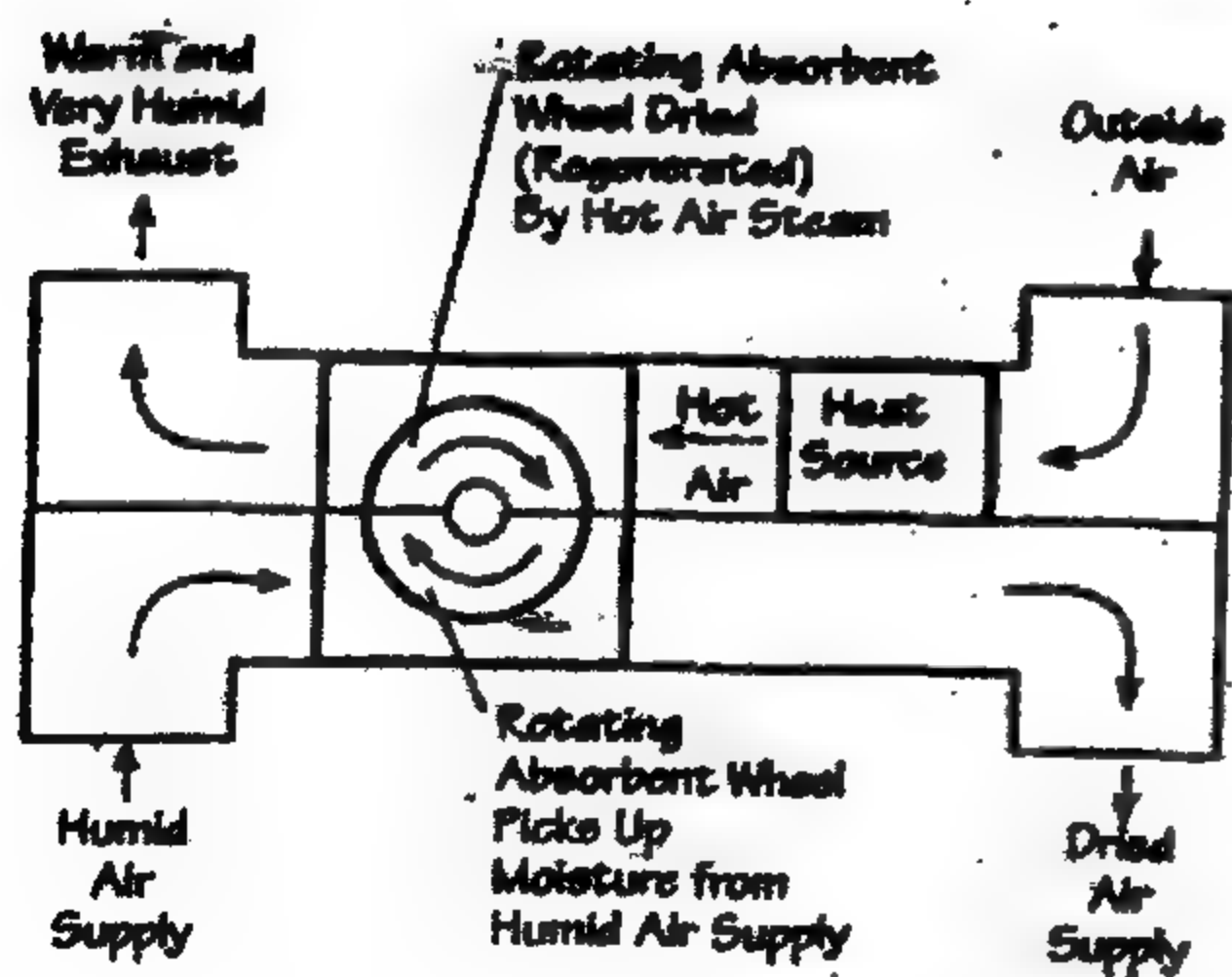
من دراسة خريطة السيكرومتري Fig 4.7 عندما تكون  $t_1 = t_3$  فإن العملية تكون عملية ترطيب فقط وتكون الحرارة المضافة هي حرارة كامنة فقط. هذه العملية يصعب تحقيقها فى الحياة العملية نظرا لصعوبة التحكم فى درجة الحرارة  $t_3$ .

#### 4.8 خفض الرطوبة بالامتزاز Desiccant Dehumidification

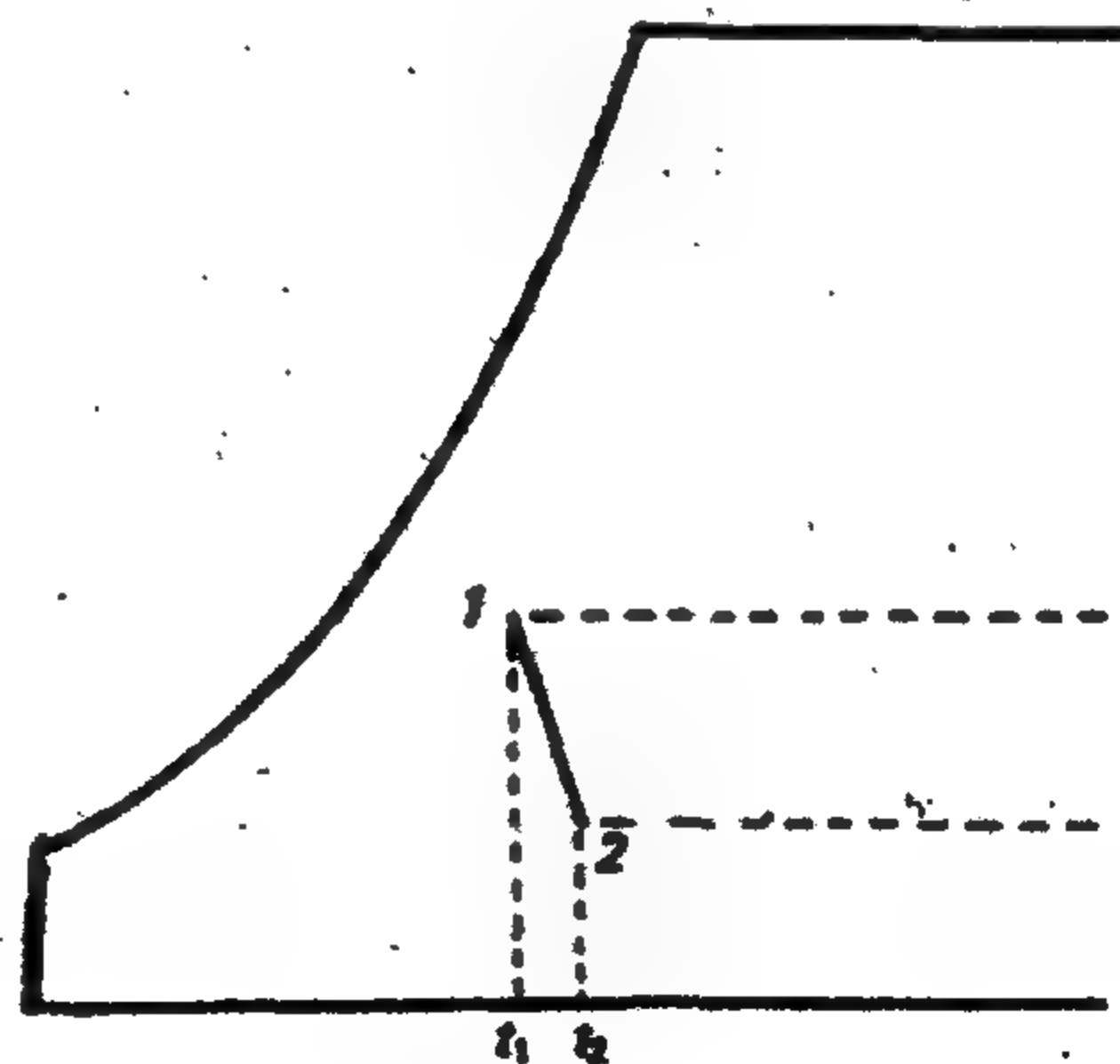
خفض الرطوبة فى الأغراض الصناعية يتم أساما بواسطة إمرار الهواء الرطب على وسط الامتزاز الذى هو عبارة عن محلول أو مادة صلبة لها خاصية امتصاص الرطوبة Desiccant. مما هو جدير بالذكر الضغط الجزئى للأبخرة فى وسط الامتزاز يكون أقل من مثيلة لبخار الماء فى الهواء الرطب. نتيجة فرق الضغط هذا ينتقل بخار الماء الموجود فى الهواء إلى وسط الامتزاز .



**Fig 4.7 Heating and humidification of air and the plot on psychrometric chart**



**Fig 4.8 Desiccant dehumidification**



**Fig 4.9 Psychrometric Desiccant dehu**

ويستخدم لذلك الجهاز الموضح في Fig 4.8 وهو عبارة عن عجلة دوارة Rotating wheel تدور بين مسلكين للهواء . من اليسار يدخل في المسلك هواء رطب مطلوب نزع رطوبته فيمر على العجلة التي بداخلها وسيط الامتزاج Desiccant فتتزع منه الرطوبة ويخرج من الاتجاه الآخر جافاً. وفي المقابل فإن الهواء الخارجى في اليمين يمر على سخفنا فيصبح ساخنا ويمر على نفس العجلة ( التي تكون قد اكتسبت قدرا كبيرا من الرطوبة ) فيكتسب منها الرطوبة ويخرج هواء ساخنا ورطبا في نفس الوقت .

في هذا الجهاز يستخدم لحدى وسائط الامتزاج الآتية:

1- محاليل كلوريد أو بروميد الليثيوم أو الجليكول كماص سائل حيث الضغط الجزئى لها أقل من ضغط بخار الماء في الهواء الرطب ولذلك نتيجة هذا الفرق في الضغط ينتقل بخار الماء إلى هذه المحاليل.

2- مواد صلبة مثل سيليكاجيل أو الفحم النباتى النشط Activated carbon وبثاثير الخاصية الشعرية Capillary effect فإن بخار الماء الموجود في الهواء الرطب والملامس لسطح المواد الصلبة ينتقل إلى داخلها فتتخفض الرطوبة في الهواء.

في الظروف المثالية فإن الحرارة الكامنة التي يفقدها الهواء المار على سطح الامتزاج يكتسبها في شكل حرارة محسوسة نتيجة حرارة الامتصاص المنبعثة. ولذلك يمكن اعتبار هذه العملية أدياباتية تجرى بثبات درجة الحرارة الرطبة كما هو مبين في Fig 4.9 .

تستخدم هذه الطريقة في الحالات الآتية :

- 1- عندما لا يكون هناك ضرورة لإضافة كمية كبيرة من الحرارة المحسوسة.
- 2- عند استخدام معدات التبريد الحيق وعدم الرغبة في تكوين صقيع على سطح المبرد.
- 3- عندما يتطلب المكان توفير رطوبة منخفضة. بهذه الطريقة يمكن تثبيت نسبة الرطوبة بنسبة خطأ لا تتعدى  $\pm 1\%$  ولذلك فهي تستخدم بكثرة في الصناعات الآتية:  
الغذائية الورقية ، الصناعات الألكترونية والزجاج والبلاستيك وصناعة البويات والزيوت. وللحصول على أداء جيد يجب وضع فلتر لتنقية الهواء عند مروره على سطح الامتزاج.



## 4.9 خلط تيارين من الهواء الرطب أدياباتيا

### 4.9 Adiabatic Mixing of Two Streams of Moist Air.

فى معظم أجهزة التكيف المركزى عادة يستخدم جزءا من هواء الغرف ويخلط مع الهواء الخارجى وذلك بغرض خفض استهلاك الطاقة وتوفير تكلفة التشغيل.

فلذا خلط تياران من الهواء Fig 4.10

الأول : كتلته  $m_1$  فى حالة (1) وخواص الحالة له هى  $t_1, W_1, h_1$ .

الثانى : كتلته  $m_2$  فى حالة (2) وخواص الحالة له هى  $t_2, W_2, h_2$ .

فإن نتيجة الخلط هو تكون تيار ثالث فى حالة (3) كتلة  $m_3$  وخواص الحالة (3) هى  $t_3, W_3, h_3$  إذا كانت عملية الخلط تتم بدون إضافة أو نزع حرارة أى أدياباتيا فتكون المعادلات الحاكمة لهذه العملية هى :

1- معادلة حفظ كتلة للهواء الجاف

$$m_1 + m_2 = m_3 \quad (4.15)$$

2- معادلة حفظ الكتلة لبخار الماء :

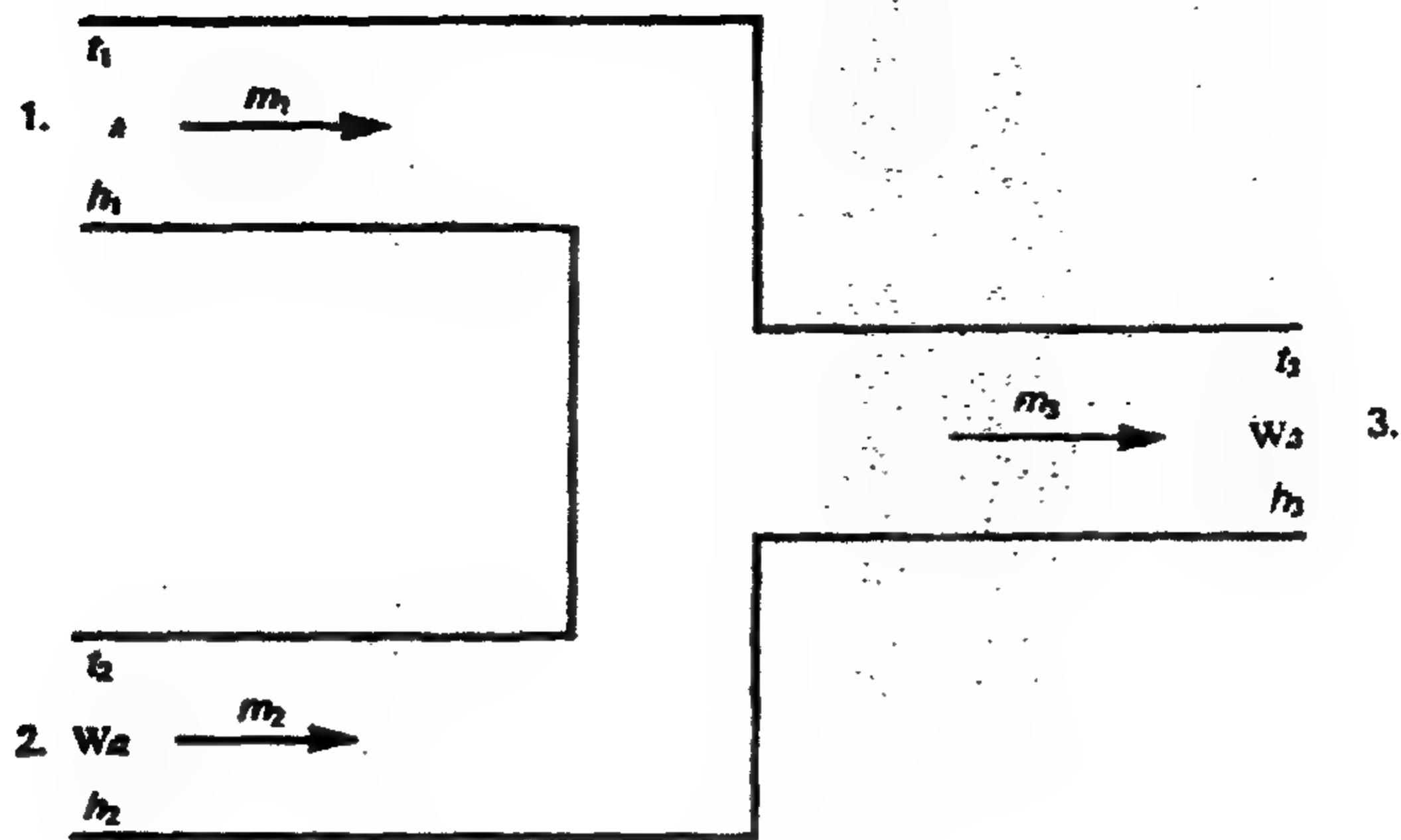
$$m_1 W_1 + m_2 W_2 = m_3 . W_3 \quad (4.16)$$

3- معادلة حفظ الطاقة

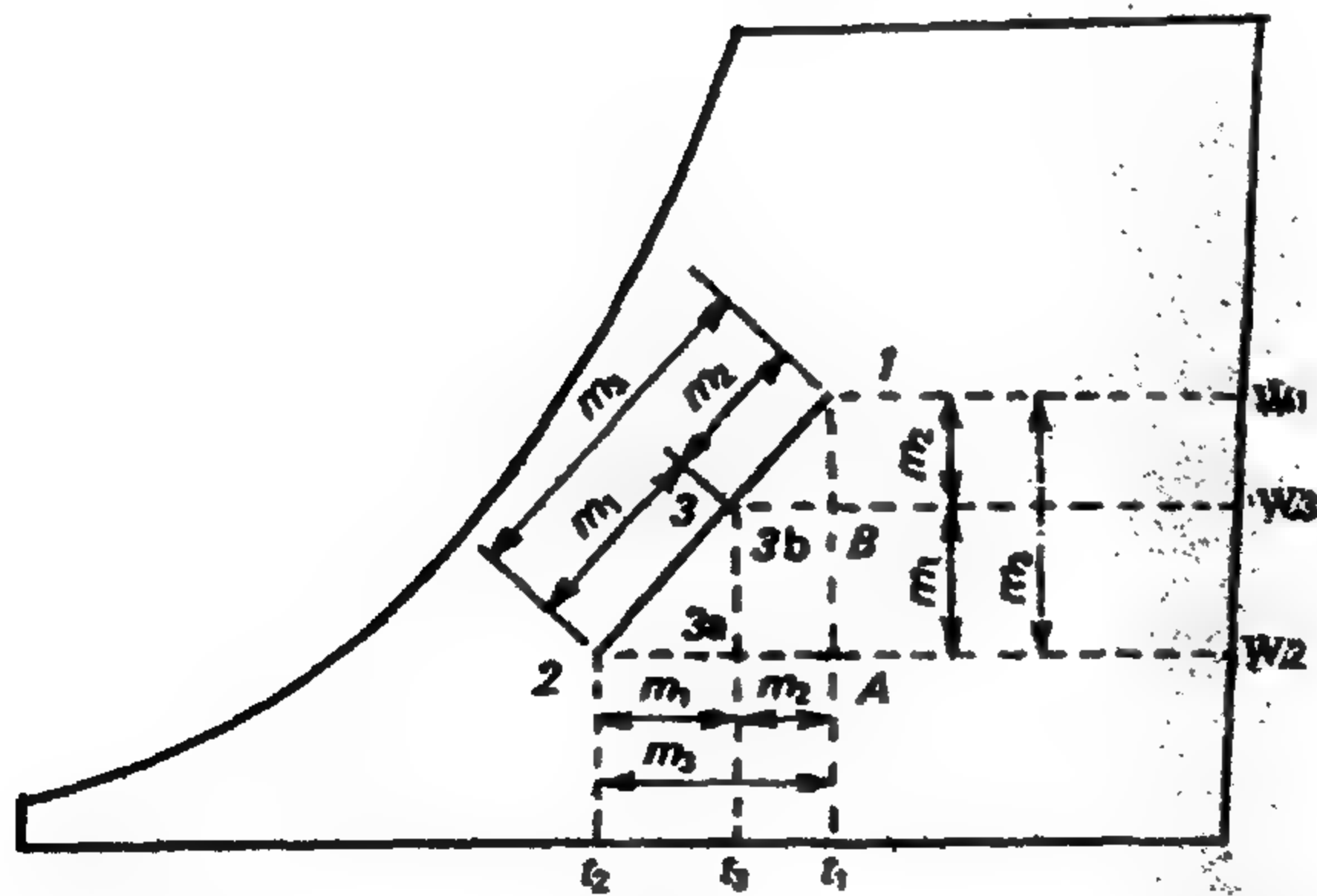
$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 . h_3 \quad (4.17)$$

عملية الخلط تتم على الخط المستقيم 1-2 وتقع نقطة للخلط على هذا الخط وتقسمة من الداخل تقسيما عكسيا بنسب الكتلة وتحديد نقطة الخلط (3) نحل للمعادلات (4-15), (4-16), (4-17) فتحصل على .

$$h_3 = \frac{\frac{m_1}{m_2} h_1 + h_2}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \quad (4.18)$$



**Fig 4.10** *Mixing process of two streams of air*



**4.11** *Mixing process plotted on the psychrometric chart*

$$W_3 = \frac{\frac{m_1}{m_2} W_1 + W_2}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \quad (4.19)$$

يتم توقيع  $h_3$  ,  $W_3$  على خريطة السيكرومتري نحصل على نقطة (3) ومنها نحصل على بقية الخواص كما هو مبين في Fig 4.11.

## 4.9 معامل الحرارة المحسوسة *Sensible Heat Factor SHF*

عمليات تكيف الهواء عموماً تكون مشمولة بانتقال حرارة محسوسة  $q_s$  Sensible heat كنتيجة لفرق درجات الحرارة وكذلك انتقال حرارة كامنة  $q_l$  Latent heat وذلك نتيجة فرق الضغط أو نسبة الرطوبة إذا الخط تصورنا عملية ما 1-2 المبينة في Fig 4.12 يمكن دراستها كالآتي:

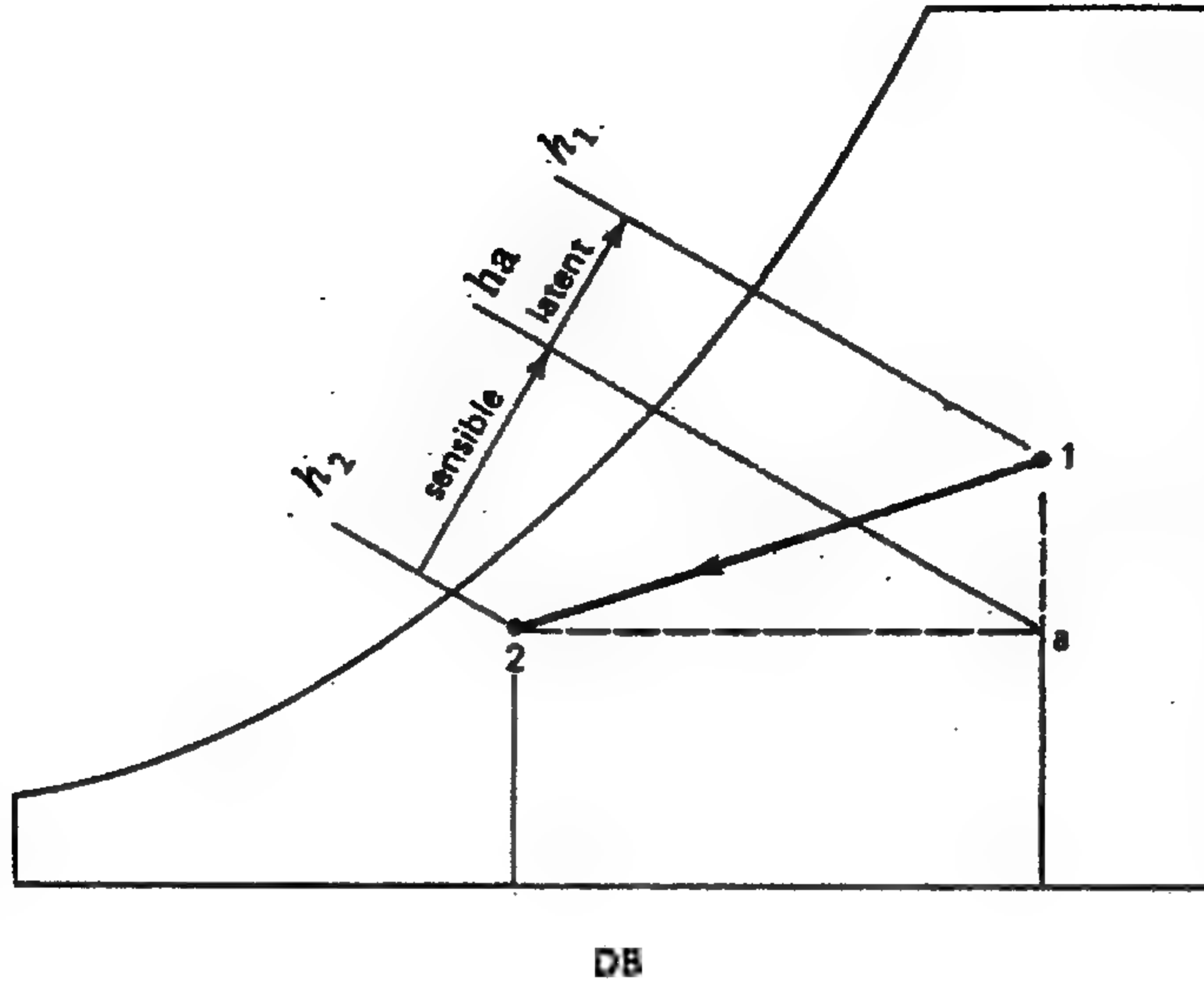
العملية (a-1) يمكن اعتبارها عملية تغيير في الحرارة الكامنة ( $q_l$ ) latent heat وهي على الرسم تمثل عملية إزالة رطوبة في درجة حرارة جافة ثابتة أما العملية (2-a) فهي تمثل عملية تغيير في الحرارة المحسوسة ( $q_s$ ) Sensible heat .

أما التغيير من (1) إلى (2) يمثل خط العملية Process line. ويعبر عن مقدار التغيير في الحرارة المحسوسة  $q_s$  إلى مقدار التغيير في الحرارة الكلية ( $q_s + q_l$ ) بمعامل الحرارة المحسوسة (SHF) Sensible Heat Factor ويمكن حسابه في المعادلة الآتية:

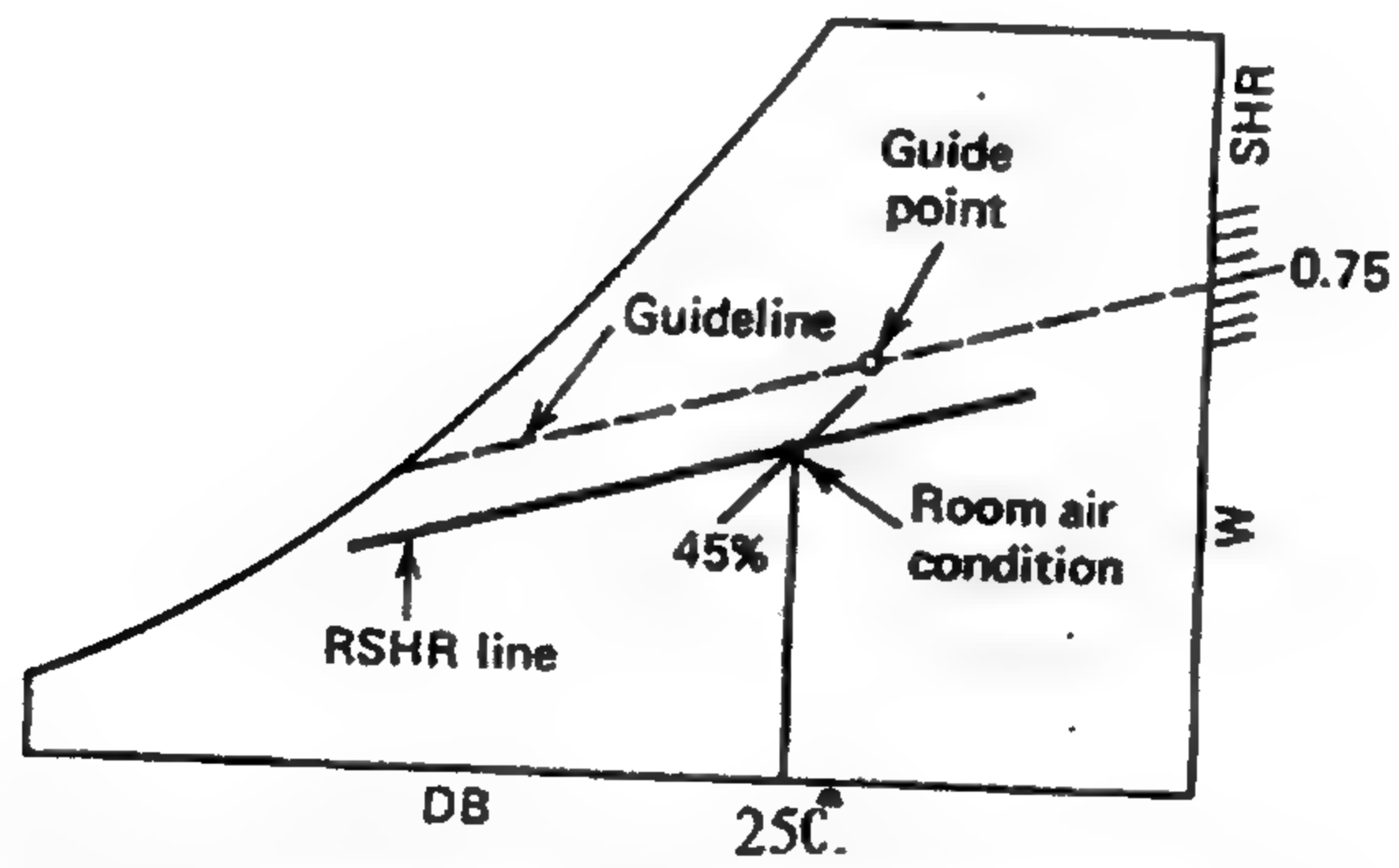
$$SHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} \quad (4-20)$$

إذا كانت العملية لا تحتوي على تغيير في حرارة كامنة أي أن ( $q_l = 0$ ) فإن معامل الحرارة المحسوسة  $SHF = 1$  ويكون خط العملية أفقياً.

إذا كانت العملية لا تحتوي على حرارة محسوسة أي أن  $q_s = 0$  فإن معامل الحرارة المحسوسة  $SHF = 0$  ويكون خط العملية رأسياً على المحور الأيمن لخريطة السيكرومتري تدريج لمعامل الحرارة المحسوسة SHF وفي بعض الخرائط توجد نصف دائرة مقطوعة رأسياً أو أفقياً.



**Figure 4.12** *Sensible and latent heats*



**Fig4.13** *Plotting the RSHF line for example 4.5*



على المحور الأفقى بهذه الدائرة SHF=1 كما توجد على خريطة السيكرومتري عند احداثيات:  
 $\phi = 50\%$  ،  $t_{db} = 24C^{\circ}$  نقطة تسمى النقطة القياسية Reference point. هذه النقطة تستخدم  
 كنقطة مساعدة Guide point لرسم معامل الحرارة المحسوسة للحجرة RSHF وهذا ما سوف  
 نوضحه فى مثال قادم .

### Example 4.1.

3.2kg/s of air at  $15C^{\circ}db$  is heated to a temperature of  $32C^{\circ}$  by a hot water heater battery whose surfaces are at  $40C^{\circ}$ . Estimate the rate of heat energy added and calculate the contact factor of the coil. If the heater battery is replaced by another having more tubes and fins such that its CF is 0.85, estimate the leaving or air-off temperature of this air, assuming that the heater surface are at the same temperature as before.

كمية الحرارة المضافة

$$q_{HC} = m_a \cdot C_p (t_2 - t_1)$$

$$= 32 \times 1.005 (32 - 15) = 54.67 \text{ kW}$$

معامل التلامس CF

$$CF = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{32 - 15}{40 - 15} = 0.68$$

$$CF = \frac{t_2 - 15}{40 - 15} = 0.85$$

$$0.85 = \frac{t_2 - 15}{40 - 15} \quad \& \quad t_2 = 36.3C^{\circ}$$

### Example 4.2

A cooling and dehumidification battery caters for an air flow rate of 2.8 kg/s with an entering conditions of 27C°db, 20 C°wb. If the cooling coil has an apparatus dew point of 8C° and a contact factor of 0.82 determine :

- The air – off conditions from the coil;
- The required refrigeration capacity to serve this coil

بالإشارة إلى Fig 4.3 وباستخدام خريطة السيكرومتري

$$CF = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3}$$

$$CF = 0.82 \quad \& \quad t_3 = 8C^\circ \quad \& \quad t_1 = 27C^\circ \quad \text{وحيث أن}$$

$$0.82 = \frac{27 - t_2}{27 - 8} \quad \therefore t_2 = 11.4 C^\circ$$

فتكون درجة حرارة مغادرة الهواء لملف التبريد هي  $t_2 = 11.4C^\circ$  من خريطة السيكرومتري

$$t_2 = 10.4 C^\circ \text{ wb}$$

$$h_1 = 57.5, h_2 = 30.5 \text{ kJ/kg} \quad \text{من نفس الخريطة}$$

وبتطبيق المعادلة ( 4.7 )

$$\begin{aligned} q_{\text{cc}} &= m_a (h_1 - h_2) \\ &= 2.8 ( 57.5 - 30.5 ) = 75.6, \text{ kW.} \end{aligned}$$

### Example 4.3

2.6kg of air at 20C°db, 50% RH, is passed through a washer. Using water at 30C°. If the washer efficiency is 70%, estimate the conditions of the air leaving the unit.

بالرجوع إلى: Fig 4.5 وباستخدام بيانات خريطة السيكرومتري نجد أن عند نقطة (1)

$$t_1 = 20C^\circ \text{db, RH} = 50\% \quad \& \quad W_1 = 0.0074 \text{ kg wv/kg d.a.}$$

عند نقطة (3)

$$t_3 = 30^\circ\text{db}, \text{RH} = 100\% \text{ \& } W_3 = 0.0273 \text{ kg wv/kg da.}$$

لتحديد نقطة المغادرة نستعين بمعادلة كفاءة المرطب.

$$\eta = 0.7 = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} = \frac{W_2 - 0.0074}{0.0273 - 0.0074}$$

$$\therefore W_2 = 0.023B \text{ kg wv /kg da.}$$

$$\eta = 0.7 = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{t_2 - 20}{30 - 20}$$

وايضاً :

$$\therefore t_2 = 27^\circ\text{db}$$

حالة الهواء عند المغادرة عند نقطة (2) هي :

$$t_2 = 27^\circ\text{db} \text{ \& } W_2 = 0.0213 \text{ kg wv/kg d.a.}$$

#### Example 4.4

70kg of moist air at  $35^\circ\text{db}$ ,  $24^\circ\text{wb}$  is mixed with 115kg of moist air at  $37^\circ\text{db}$ ,  $20^\circ\text{wb}$ . Find the moisture content, enthalpy and the wet bulb temperature of the mixture

بالرجوع إلى: Fig 4.11 واستخدام بيانات السيكرومتري

خواص التيار الأول

$$h_1 = 75.8\text{kJ/kg} \text{ \& } W_1 = 0.0158 \text{ kg wv/ kg da}$$

خواص التيار الثاني

$$h_2 = 57\text{kJ /kg} \text{ \& } W_2 = 0.0117\text{kg wv / kg da.}$$

قانون حفظ الكتلة للهواء الجاف

$$m_1 + m_2 = m_3$$

$$70 + 115 = 185 , \text{ kg}$$

قانون حفظ الكتلة لبخار الماء

$$m_1 W_1 + m_2 W_2 = m_3 W_3$$

$$70 \times 0.0158 + 115 \times 0.0117 = 158 \times W_3$$

$$W_3 = 0.0133 \text{ kg wv / kg da.}$$

قانون حفظ الطاقة

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

$$70 \times 75.8 + 115 \times 57 = 185 \times h_3$$

$$h_3 = 64.1 \text{ kJ / kg}$$

من خريطة السيكرومتري

$$t_{db} = 30^\circ\text{C} \quad \& \quad t_{wb} = 22.1^\circ\text{C}$$

### Example 4.5

A kids- toys shop has a sensible heat gain of 13.2kW and latent heat gain of 4.4, kW. The shop is maintained at 25°Cdb & 45% H. Draw the RSHF line.

الحل مبين على Fig 4.13

معامل الحرارة المحسوسة للغرفة

$$RSHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} = \frac{13.2}{13.2 + 4.4} = 0.75$$

تحدد حالة الغرفة بـ  $t_R = 25^\circ\text{C}$ ,  $RH = 45\%$

تحدد قيمة معامل الحرارة المحسوسة على تدريج هذا المعامل لـ 0.75 يستعان بـ Reference

line أو guide point التي احداثياتها هي  $t = 24.5^\circ\text{C}$  &  $RH = 50\%$

نصل الخط بين  $SHF = 0.75$  ونقطة المساعدة Guide point بالخط المتقطع نحصل على

الخط المساعد Guide line من نقطة حالة الغرفة نرسم خطا موازيا للخط المساعد فيكون هو

خط الغرفة RSHF line.

أهمية هذا الخط تتمثل في أن حالة تغذية الهواء للغرفة الموافقة لظروف الراحة يجب أن تقع على

هذا الخط وهذا سنتعرف عليه عند دراسة بوائير السيكرومتري.

## ***Problems***

- 4.1 Find the heat transfer rate to warm  $0.7 \text{ m}^3/\text{s}$  of air at  $15^\circ\text{C db}$  and 90% RH to  $50^\circ\text{C db}$  without the addition of moisture. [Ans:  $30.35 \text{ kW}$  ]
- 4.2 An air handling units mixes  $0.47 \text{ m}^3/\text{s}$  of outside air at  $33^\circ\text{C db}$  &  $24^\circ\text{C wb}$  with  $1.89 \text{ m}^3/\text{s}$  of return air at  $26^\circ\text{C db}$  and 45%RH. Determine the mixed air db and wb temperatures, enthalpy and humidity ratio.
- 4.3 A summer outdoor air at  $30^\circ\text{C db}$ ,  $21^\circ\text{C wb}$  is cooled to  $12^\circ\text{C db}$  and 90%RH. Sketch the psychometric process and identify all the condition data for the end point [Ans] :outdoor 43%RH,  $W = 0.0018 \text{ kg/kg}$ ,  $h = 60.3 \text{ kJ/kg}$   $v = 0.875 \text{ m}^3/\text{kg}$ .  $dP = 16.3^\circ\text{C}$ .  
cooled:  $11.1^\circ\text{C db}$ ,  $w = 0.0079 \text{ kg /kg}$  ,  $h = 32 \text{ kJ / kg}$   $dP = 10.5^\circ\text{C}$
- 4.4 In an air conditioning unit  $3.5 \text{ m}^3/\text{s}$  of air at  $27^\circ\text{C db}$ , 50% RH is cooled and dehumidified to  $13^\circ\text{C db}$  and 90% RH. Using the properties from the psychometric chart to determine :
- a) The refrigeration capacity in/ W
  - b) The rate of the water removal from the air [Ans. a :  $83.5 \text{ kW}$ , b =  $0.09 \text{ kg/s}$ ]
- 4.5  $1 \text{ kg/s}$  of air at  $28^\circ\text{C db}$ ,  $19^\circ\text{C wb}$  is passed through a cooling coil until its discharge state is  $15^\circ\text{C db}$ ,  $13^\circ\text{C wb}$  Find:
- a) The apparatus dew point of the coil
  - b) Calculate coil CF
  - c) Estimate cooling load of the refrigeration plant.



[Ans. : (a)  $dp = 10C^{\circ}$ , (b)  $CF = 0.72$  (c)  $q_{cc} = 17kW$ .]

4.6 Space has a sensible heat gain of  $25kW$  and latent heat gain of  $9kW$ .

Determine the RSHF. If the room design conditions are  $25C^{\circ}db$ ,  $50\%RH$ , using the psychometric chart draw RSHF line.

4.7  $0.8kg/s$  of air at  $9C^{\circ}db$ ,  $4C^{\circ}wb$  is exposed to a washer with heated water. The air leaves the washer with moisture content of  $0.0064 kg\ wv/kgda$ . If the washer efficiency is  $0.72$  determine the heating load of the washer water. ( $7.6kW$ .)

4.8 A space to be air conditioned is known to have a total heat gain of  $15kW$  of which  $12.2kW$  is sensible. It is required to maintain the space at  $27C^{\circ}db$ ,  $50\%RH$ . What apparatus dew point will required

[Ans.:  $t_{dp} = 14C^{\circ}$ ]

4.9 An air handling unit which includes Dx- coil receives  $30\%$  of its air at  $30C^{\circ}db$ ,  $22C^{\circ}wb$  and the remainder at  $21C^{\circ}db$ ,  $50\% RH$ . The air flow of  $0.65kg/s$  leaves the coil where the apparatus dew point is  $8C^{\circ}$  at  $10C^{\circ}$ . Determine refrigeration capacity of the coil and its contact factor and by pass factors.

## حساب حمل تكييف الهواء للمبنى

### **BUILDING AIR - CONDITIONING LOAD ESTIMATION**

#### **General**

#### **مقدمة**

حساب حمل التكييف له أهمية قصوى في الاختيار السليم للمعدات وأنظمة التكييف التي سوف تعمل على تحقيق ظروف الراحة للإنسان .

#### **5.1 العوامل التي تؤثر على تقدير حمل تكييف الهواء**

#### **5.1 Factors Affecting A/C Load Estimation**

##### **أولا موقع وهيئة المبنى Building location and structure**

1- موقع المبنى من الجهات الأصلية الأربعة : حيث أن تأثير الشمس على الأسطح الخارجية

متفاوتا طبقا لسقوط أشعتها عليه .

2- لون المبنى الخارجي : من المعروف أن الألوان الفاتحة لا تمتص حرارة الشمس بنفس

الدرجة التي تمتصها الألوان الغامقة لذلك نجد أن الاتجاه الآن يميل إلى الألوان الفاتحة - وقد يلجأ

البعض إلى تجليد الواجهات الخارجية بألواح من الألومنيوم أو المرايات وذلك لعكس جزءا كبيرا

من الأشعة التي تسقط عليها ولأغراض جمالية أيضا .

3- تركيب أسقف وحوائط المبنى . **Ceiling and wall structure** . من المعلوم أن الحوائط

ذات الكثافة المنخفضة ( ذات المقاومة الحرارية المنخفضة ) تسمح بانتقال كمية حرارة أكبر من

مثيلتها من الحوائط والأسقف ذات الكثافة الكبيرة .

4- ظلال الشجار والمباني القريبة . كلما زادت الشجار والمباني العالية القريبة من المبنى المراد تكييفه كلما أدى ذلك إلى تقليل كمية الحرارة المنتقلة لداخل المبنى، أيضا يقل تأثير الشمس على حمل تكييف للمبنى .

5- النوافذ والستائر . تلعب النوافذ دورا لا يستهان به في نفاذ الحرارة على المكان . النوافذ ذات الطبقتين من الزجاج تسمح بمرور كمية حرارة أقل نسبيا من مثيلتها ذات الطبقة الواحدة - كما أن الزجاج المعرج يسمح بدوره بمرور كمية حرارة أقل من الألواح المستوية .  
الستائر تعمل على تقليل كمية الأشعة النافذة إلى الأماكن المكيفة

### ثانيا: نوعية استخدام المكان *Space application*

تؤثر نوعية استخدام المكان المراد تكييفه على إختيار الأسلوب الأمثل لأنظمة التكييف

#### [أ] لأماكن الإقامة *Apartment*

- 1- غرف النوم يجب تكييف هوائها باستمرار .
- 2- غرف الجلوس كذلك حيث أنها تستخدم معظم الأوقات .
- 3- غرف الطعام لا تستخدم طول الوقت لذلك يراعى ذلك في حساب حمل التكييف

#### [ب] المنشآت العامة *General Purpose Building*

- 1- المعامل : مثل معامل الكيمياء والاحتراق الداخلي يستخدم هواء خارجي فقط نظرا لانبعاث غازات ضارة .
- 2- غرف العمليات في المستشفيات تستخدم أيضا هواء خارجي كلي وذلك للتخلص باستمرار من الميكروبات والجراثيم .
- 3- منشآت توليد الطاقة الذرية تستخدم أيضا هواء خارجي فقط وفي كل الأحوال يؤثر نشاط الأشخاص داخل المبنى على كمية الهواء اللازمة للتهوية .

### ثالثا الظروف الجوية التي تحدد التصميم *Climate Conditions*

عند حساب الحمل الحراري للمكان لا تؤخذ درجة الحرارة القصوى للهواء على الإطلاق ولكن تؤخذ متوسط درجة الحرارة القصوى الذي تسجله هيئة الأرصاد الجوية وعدد أيام تكرار تلك الدرجة وسبب ذلك أن أعلى درجة حرارة تسجل قد لا تستمر إلا عدة أيام وإذا أخذت في

الاعتبار اعلى درجة متؤدي إلى اختيار أجهزة ذات قدرات عالية لا تستخدم إلا عدة أيام ويؤثر ذلك على اقتصاديات النظام . هذا من ناحية - ومن ناحية أخرى استخدام نظام قدرته أكبر من اللازم سيزيد من فترات وقوف الجهاز نتيجة عمل الترموستات وبالتالي ستزداد رطوبة المكان لعدم قيام ملف التبريد بتكثيف الرطوبة الزائدة فيؤدي إلى فقدان الناس الإحساس بالراحة . درجات الحرارة الجافة والرطوبة الخارجية لبعض البلدان العربية مبينة في Table 5.1 .

#### رابعاً - الظروف الداخلية للمكان *Indoor Conditions*

إن درجة الحرارة ونسبة الرطوبة للهواء داخل الأماكن المكيفة والتي يشعر معها الإنسان العادي بالراحة كانت موضوعاً لأبحاث كثيرة وقد سبق أن بينا منطقة الراحة *Comfort zone* هي

$$t_{db} = 22 - 27 \text{ C}^\circ \quad \& \quad RH = (30 - 70) \%$$

هذا وقد تختلف هذه القيم قليلاً طبقاً للمناخ السائد في المنطقة وطبيعة النشاط. بعض هذه القيم يبينها Table 5.2 .

#### 5.2 انتقال الحرارة خلال الجدران *5.2 Transmission Load*

كمية الحرارة المنتقلة  $q_r$  خلال الجدران والحوائط والأسقف والأبواب والنوافذ والأرضيات يمكن تعيينها بالمعادلة العامة

$$q_r = \frac{A \times \Delta t}{\sum Ri} = U \cdot A \cdot \Delta t \quad , \quad \text{kW} \quad (5.1)$$

حيث  $A$  مساحة السطح  $\text{m}^2$

$\sum Ri$  المقاومة الحرارية الكلية لتركيب السطح  $\text{m}^2\text{C}^\circ/\text{W}$

$\Delta t$  الفرق بين درجتى الحرارة الداخلية والخارجية  $\text{C}^\circ$

$U$  معامل انتقال الحرارة الكلى  $\text{W}/\text{m}^2\text{C}^\circ$

ويمكن حسابه بالمعادلة

$$U = \frac{1}{\sum Ri} = 1 / \left( \frac{1}{h_o} + \sum \frac{Xi}{k_i} + \frac{1}{h_i} \right) \quad (5.2)$$

**Table 5.1 Weather Data For Arab Countries**

Station	Altitude	Summer		Winter
		Dry bulb C°	Wet bulb, C°	Dry bulb, C°
Egypt				8
Alexandria	31° 30' N	37	25	12
Cairo	30° 35' N	41	22	
Ismailia	30° 37' N	42	24	
Luxor	-	46	27	8
Menia	-	41	24	
Port Said	21 16' N	34	26	
Libia		34.5	24.5	7
Ben Gazi				
Sudan	15° 37' N			
Khartoum	15° 37' N	45	23	-
Wadi halfa	21° 55' N	46	22	
Algeria				
Algiers	36°. 46' N	37	20	7
Oran	35. 44' N	35	27	
Morocco				
Casablanca	33° 35' N	33	25	5
Tangier	35° 48' N	33	24	
Tunisia	36° 47' N	42	27	5
Saudi Arabia				
Jidda	21 38 N	42	30	16
Riyadh	24 39 N	44	28	4
Zahran	24 39 N	43	29	6
Bahrian				
Manama	26° 12' N	42	33	-
Iraq				
Baghdad	33°20' N	47	24	2
Basra	30° 34' N	46	29	
Mosel		44	22	
Kuwait				
Kuwait city	29° 21' N	45	31	2
Jordan				
Amman	31° 57 N	38	22	-



Lebanon				
Berlut	33° 54'	33	26	7
Oman				
Muscat	23° 27' N	43	34	-
Emirates	25° 20' N	44	34	-

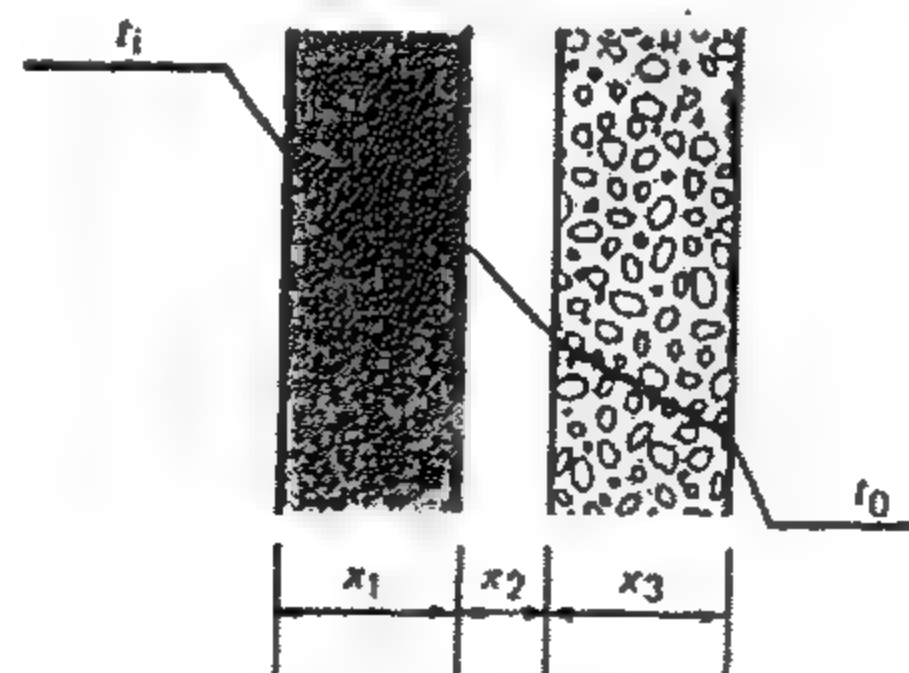
**Table 5.2 Recommended Design Values at Various Locations (Inside conditions)**

Location	Season	Occupancy category	$t_i, C^\circ$	RH %
Cold	Summer	Continuous	20 –20	50
		Transient	23	50
	Winter	Continuous	19-20	50
		Transient	16-18	50
Tropics	Summer	Continuous	23	50
		Transient	25-26	45-60
	Winter	Short winter no heating required		
		Long winter	22	45

حيث  $h_o, h_i$  معامل انتقال الحرارة بالحمل داخل وخارج المكان. في الحسابات الهندسية يمكن اعتبار القيم التالية :

$$h_i = 6 \text{ W/m}^2\text{C}^\circ \quad \& \quad h_o = 35 \text{ W/m}^2\text{C}^\circ$$

وبالرجوع إلى Fig 5-1 نجد أن :



**Figure 5.1 Heat transmission through wall**

$x_i$  سمك طبقة مكون من مكونات الحائط  $m$ ,

$k_i$  معامل التوصيل الحراري لنفس المكون  $W/m^2 \cdot C^\circ$ .

يبين Table 5.3 بعض قيم المعامل  $k$  المواد المكونة لأغلب الحوائط والأسقف والأرضيات. لتسهيل بعض الحسابات الهندسية يمكن استخدام معامل انتقال الحرارة الكلي لبعض التركيبات

والواردة في الجداول Table 5.4 - Table 5.9

### Example 5.1

Calculate the transmission heat gain for the wall structure in a rural situation and the inside and outside temperatures are  $21C^\circ$  and  $32C^\circ$ , respectively.

The wall area is  $97.3m^2$ . the inside and outside convective heat transfer coefficients are 35 and  $6 w/m^2C^\circ$ , respectively.

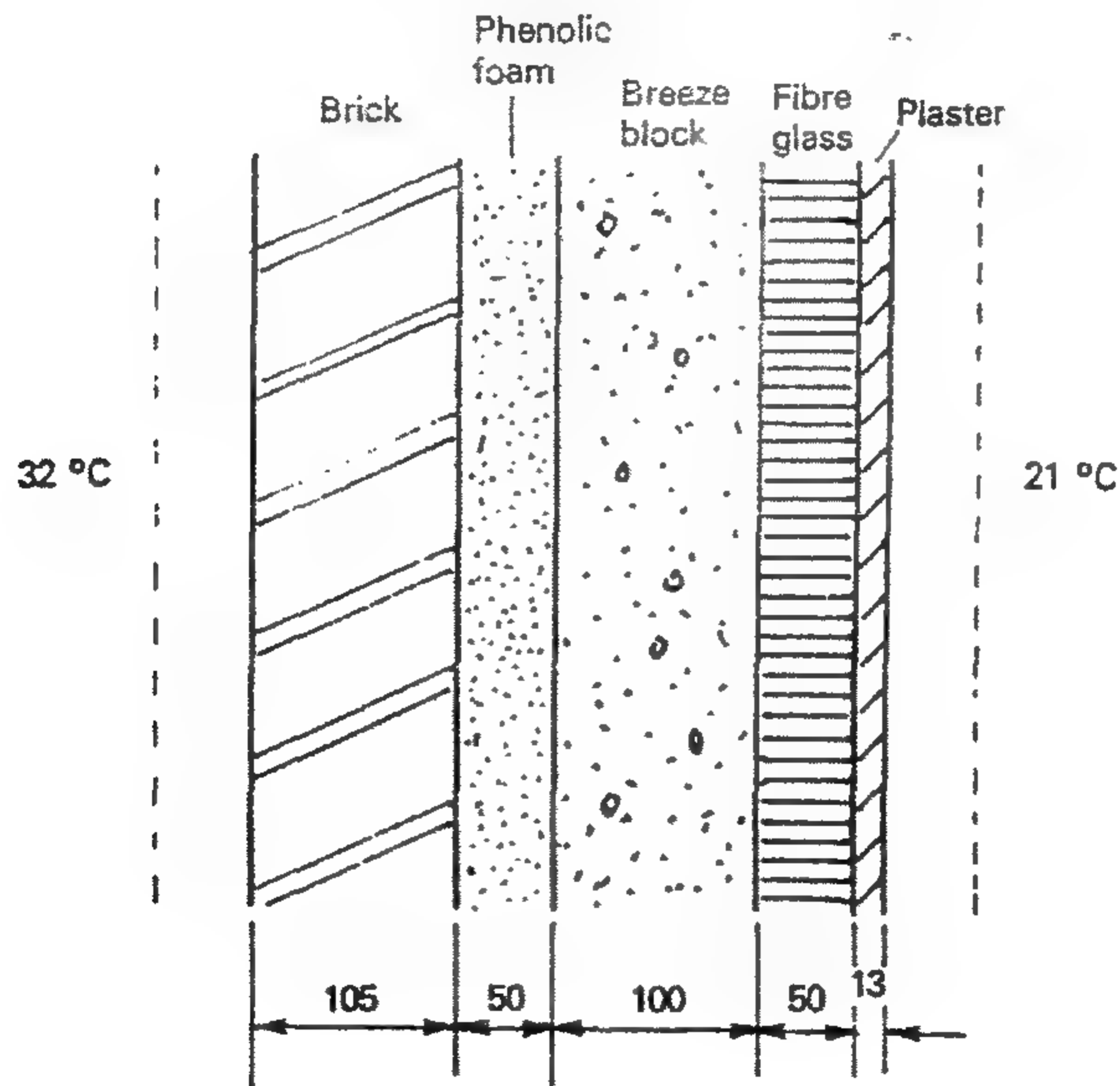


Figure 5.2 Analysis of wall structure in example 5.1

هذه التركيبة ليست قياسية لذلك معاملات التوصيل الحراري لمكونات الحائط يمكن تحديدها من (Table 5.3)

$$k_1 = 0.81 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$k_2 = 0.039 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$k_3 = 0.0035 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$k_4 = 0.036 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$k_5 = 0.72 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$U = 1 / \left( \frac{1}{h_o} + \frac{X_1}{k_1} + \frac{X_2}{k_2} + \frac{X_3}{k_3} + \frac{X_4}{k_4} + \frac{X_5}{k_5} + \frac{1}{h_i} \right)$$

$$= 1 / \left( \frac{1}{35} + \frac{0.105}{0.81} + \frac{0.05}{0.039} + \frac{0.1}{0.051} + \frac{0.05}{0.0035} + \frac{0.013}{0.05} + \frac{1}{6} \right) = 0.175 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$q = U.A. \Delta T$$

$$= 0.175 \times 27.3 \times (32 - 21) = 52.54 \text{ W}$$

### 5.3 حرارة مفقودة أو مكتسبة خلال المسالك

#### 5.3 Loss or Heat Gain Through Ducts

خلال مسار الهواء داخل المسلك بعد وحدة المعالجة فإن الهواء المدفوع قد يكتسب حرارة ( في حالة التبريد ) أو يفقد الحرارة ( في حالة التدفئة ) مما يستلزم إضافة هذه الطاقة لكل من مصدرى التبريد والتدفئة. كمية الحرارة هذه يمكن حسابها من المعادلة.

$$q_d = U_d \times A_d (\Delta t)_d \quad (5.3)$$

$A_d$  المساحة الجانبية لمسالك الهواء  $\text{m}^2$

$\Delta t$  فرق درجات الحرارة بين الهواء في المسلك والوسط الخارجي  $^\circ\text{C}$

$U_d$  معامل انتقال الحرارة الكلى مسار لجدار المسلك وتقدر بـ  $\text{W/m}^2 \text{ K}$

المعامل  $U$  يمكن تعينه بالمعادلة

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{r_{si}} + \frac{1}{R} + \frac{1}{r_{so}} \quad (5.4)$$

حيث  $r_{si}$  المقاومة الحرارية للطبقة الجدارية للهواء داخل المسلك :

$$r_{si} = 0.86 \frac{D^{0.25}}{V^{0.08}} \quad (5.5) \quad \text{للمسالك الدائرية}$$

**Table 5.3 Typical Thermal properties of common Building and Insulating Material**

Description	Thickness, mm	Density $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Conductivity $k$ , W/(m-K)	Conductance $C$ , W/(m <sup>2</sup> -K)	Specific Heat, kJ/(kg-K)
<b>Building Board</b>					
Asbestos-cement board	6.4	1900	—	93.7	—
Gypsum or plaster board	9.5	800	—	17.6	1.09
Gypsum or plaster board	12.7	800	—	12.6	—
Plywood (Douglas fir)	—	540	0.12	—	1.21
Plywood (Douglas fir)	6.4	540	—	18.2	—
Plywood (Douglas fir)	9.5	540	—	12.1	—
Plywood (Douglas fir)	12.7	540	—	9.1	—
Plywood or wood panels	19.0	540	—	6.1	—
Vegetable fiber board	—	—	—	—	1.21
Sheathing, regular density	12.7	290	—	4.3	—
Sheathing intermediate density	12.7	350	—	5.2	—
Sound deadening board	12.7	240	—	4.2	1.26
Tile and lay-in panels, plain or acoustic	—	290	0.058	—	0.59
<b>Hardboard</b>					
Medium density	—	800	0.105	9.50	—
High density, standard- tempered grade	—	1010	0.144	6.93	—
<b>Particleboard</b>					
Medium density	—	800	0.135	7.35	—
Underlayment	15.9	640	—	6.9	1.21
Wood subfloor	19.0	—	—	6.0	1.38
<b>Building Membrane</b>					
Vapor-permeable felt	—	—	—	94.9	—
Vapor-seal, 2 layers of mopped 0.73 kg/M <sup>2</sup> felt	—	—	—	47.4	—
<b>Finish Flooring Materials</b>					
Carpet and fibrous pad	—	—	—	2.73	—
Carpet and rubber pad	—	—	—	4.60	1.38
Tile—asphalt, linoleum, vinyl, rubber	—	—	—	113.6	1.26
Wood, hardwood finish	19	—	—	8.35	0.112
<b>Insulating Materials</b>					
<b>Blanket and Batt</b>					
<b>Mineral fiber, fibrous form</b>					
processed					
from rock, slag, or glass					
approx. 75–100 mm	—	6.4–32	—	0.52	—
approx. 90 mm	—	19–26	—	0.38	—
approx. 140–165 mm	—	6.4–32	—	0.30	—
approx. 140 mm	—	10–16	—	0.27	—
approx. 150–190 mm	—	6.4–32	—	0.26	—
approx. 210–250 mm	—	6.4–32	—	0.19	—
<b>Board and Slabs</b>					
Cellular glass	—	136	0.050	—	—
Glass fiber, organic bonded	—	64–140	0.036	—	—
Expanded polystyrene, molded beads	—	16	0.037	—	—

(Continued)

Description	Thickness, mm	Density $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Conductivity $k$ , W/(m-K)	Conductance $C$ , W/(m <sup>2</sup> -K)	Specific Heat, kJ/(kg-K)
Mineral fiber with resin binder	—	240	0.042	—	—
Core or roof insulation	—	260-270	0.049	—	—
Acoustical tile	12.7	—	—	4.5	—
Acoustical tile	19.0	—	—	3.0	—
<i>Loose Fill</i>					
Cellulosic insulation (milled paper or wood pulp)	—	37-51	0.039-0.046	—	1.398
Perlite, expanded	—	32-66	0.039-0.045	—	1.09
	—	66-120	0.045-0.052	—	—
	—	120-180	0.052-0.060	—	—
Mineral fiber (rock, slag, or glass)					
approx. 95-130 mm	—	9.6-3.2	—	0.52	0.71
approx. 170-220 mm	—	9.6-3.2	—	0.31	—
approx. 190-250 mm	—	9.6-3.2	—	0.26	—
approx. 260-350 mm	—	9.6-3.2	—	0.19	5.28
Mineral fiber (rock, slag or glass)					
approx. 90 trim (closed sidewall application)	—	32-56	2.1-2.5	—	—
Vermiculite, exfoliated	—	110-130	0.068	—	1.34
	—	64-96	0.063	15.7	—
<b>Metals</b>					
Aluminum (1100)	—	2660	221.5	—	0.9
Steel, mild	—	7600	45.3	—	0.5
Steel, stainless	—	7680	15.6	—	0.46
<b>Roofing</b>					
Asbestos-cement shingles	—	1900	—	27.0	1.00
Asphalt roll roofing	—	1100	—	36.9	1.51
Asphalt shingles	—	1100	—	12.9	1.26
Built-up roofing	10	1100	—	17.0	1.46
Slate	13	—	—	114	1.26
Wood shingles, plain and plastic film faced	—	—	—	6.0	1.30
<b>Plastering Materials</b>					
Cement plaster, sand aggregate	—	1860	0.72	—	0.84
Sand aggregate	10	—	—	75.5	0.84
Sand aggregate	20	—	—	37.8	0.84
Gypsum plaster					
Lightweight aggregate	13	720	—	17.7	—
Lightweight aggregate	16	720	—	15.2	—
Lightweight aggregate on metal lath	19	—	—	12.1	—
<b>Masonry Materials</b>					
Masonry Units					
Brick, fired clay	—	2080	0.92-1.12	—	—
	—	1920	0.81-0.98	—	0.79
Clay tile, hollow					
1 cell deep	100	—	—	5.11	—
2 cells deep	150	—	—	3.75	—
2 cells deep	200	—	—	3.07	—



(Continued)

Description	Thickness, mm	Density $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Conductivity $k$ , W/(m-K)	Conductance $C$ , W/(m <sup>2</sup> -K)	Specific Heat, kJ/(kg-K)
<b>Concrete blocks</b>					
Normal mass aggregate (sand and gravel), 200 mm, 15-16 kg, 2020-2180 kg/m <sup>3</sup> concrete, 2 or 3 cores	—	—	—	5.1-5.8	0.92
Low-mass aggregate (expanded shale, clay, slate or slag, pumice), 150 mm, 7.3-7.7 kg, 360-1390 kg/m <sup>3</sup> concrete, 2 or 3 cores	—	—	3.0-3.5	—	—
Same with vermiculite-filled cores, 200 mm, 8.6-10.0 mm, 1150-1380 kg/m <sup>3</sup> concrete	—	—	—	1.87	—
Same with vermiculite-filled cores	—	—	1.8-3.1	—	—
	—	—	1.1-1.5	0.93-0.69	—
<b>Concretes</b>					
Sand and gravel or stone aggregate concretes (concretes with more than 50% quartz or quartzite)	—	2400	1.4-2.9	—	—
Sand have conductivities in the higher end of the range)	—	2240	1.3-2.6	—	—
	—	2080	1.0-1.9	—	—
Limestone concretes	—	1920	1.14	—	—
	—	1600	0.79	—	—
Cement/lime, mortar, and stucco	—	1600	0.97	1.04	—
	—	1280	0.65	1.54	—
<b>Lightweight aggregate concretes</b>					
Expanded shale, clay, or slate; expanded slags;	—	1920	0.9-1.3	1.08-0.76	—
cinders; pumice (with density up to 1600 kg/m <sup>3</sup> ); and scoria (sanded	—	1600	0.68-0.89	1.48-1.12	—
concretes have conductivities in the higher end of the range)	—	1280	0.48-0.9	—	0.84
<b>Siding Materials (on Flat Surface)</b>					
<b>Shingles</b>					
Asbestos-cement	—	1900	—	27.0	—
Wood, drop, 20 by 200 mm	—	—	7.21	—	1.17
Aluminum, steel, or vinyl, over sheathing, hollow-backed	—	—	9.31	—	1.22
<b>Insulating-board backed</b>					
9.5 mm nominal	—	—	3.12	—	1.34
9.5 mm nominal, foil-backed	—	—	1.93	—	—
Architectural (soda-lime float) glass	—	—	56.8	—	0.84
<b>Woods (12% Moisture Content)</b>					
<b>Hardwoods</b>					
Oak	—	659-749	0.16-0.18	—	1.63
<b>Softwood</b>					
Hem-fir, spruce-pine-fir	—	392-502	0.107-0.130	—	1.63

**Table 5.4 Typical U – values of walls**

<b>Construction (outside to inside)</b>	<b>U-value (W/m<sup>2</sup> K)</b>
<b>Brickwork</b>	
(a) 105 mm brickwork, 13 mm dense plaster	3.0
(b) 220 mm brickwork, 13 mm dense plaster	2.1
(c) 335 mm brickwork, 13 mm dense plaster	1.7
(d) 220 mm brickwork, 25 mm air gap 10 mm plasterboard (on dabs)	1.5
(e) 220 mm brickwork, 25 mm airgap, 10 mm foil-backed plasterboard (on dabs)	1.2
(f) 220 mm brickwork, 20 mm glass fibre quilt, 10 mm plasterboard	1.0
(g) As (f) but with 20 mm EPS slab	0.93
(h) As (f) but with 25 mm EPS slab	0.82
(i) As (f) but with 25 mm polyurethane slab	0.66
(j) 220 mm brickwork, 25 mm airgap, 25 mm EPS slab, 10 mm plasterboard	0.71
(k) As (j) but with 25 mm polyurethane slab	0.59
<b>Concrete blockwork</b>	
(a) 200 mm heavyweight concrete block, 25 mm airgap 10 mm plasterboard (on dabs)	1.8
(b) 200 mm heavyweight concrete block, 25 mm airgap, 25 mm EPS slab, 10 mm plasterboard	0.79
As (a) but with 25 mm polyurethane slab	0.65
(c) 19 mm render, 25 mm mineral fibre slab, 200 mm heavy- weight concrete block, 13 mm lightweight plaster	0.88
(d) As (c) but with 40 mm EPS slab	0.64
(e) 150 mm cast concrete, 50 mm wood wool slab, 13 mm dense plaster	1.2
(f) 200 mm cast concrete, 50 mm wood wool slab, 13 mm dense plaster	1.2
<b>Brick: cavity: brick</b>	
(a) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 105 mm brickwork, 13 mm dense plaster	1.5
(b) As (a) but with 13 mm lightweight plaster	1.4
(c) 220 mm brickwork, 25 mm airgap, 220 mm brickwork, 13 mm dense plaster	1.0
(d) As (c) but with 13 mm lightweight plaster	0.95
<b>Brick: cavity: block</b>	
(a) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 100 mm heavyweight concrete block, 13 mm lightweight plaster	1.6
(b) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 25 mm phenolic foam, 100 mm heavyweight concrete block, 13 mm light weight plaster	0.80
(c) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 25 mm phenolic foam, 100 mm medium concrete block, 13 mm lightweight plaster	0.72
(d) 105 mm brickwork, 50 mm UF foam, 100 mm heavyweight concrete block, 13 mm lightweight plaster	0.59

**Table 5.5 Typical U- values of Windows**

Window type	Fraction of area occupied by frame	U-value for stated exposure (W/m <sup>2</sup> K)		
		Sheltered	Normal	Severe
SINGLE GLAZING				
wood frame	20%	4.5	5.0	5.9
	30%	4.2	4.7	5.5
aluminium frame (no thermal break)	20%	5.6	6.4	7.5
	30%	5.9	6.7	7.9
aluminium frame (with thermal break)	20%	5.2	5.8	6.8
	30%	5.2	5.8	6.8
DOUBLE GLAZING				
aluminium frame (no thermal break)	20%	3.9	4.3	4.8
	30%	4.4	4.9	5.6
aluminium frame (with thermal break)	20%	3.4	3.7	4.0
	30%	3.7	4.0	4.4

**Table 5.6 Typical U- values of Pitched Roofs**

Construction (outside to inside)	U-value (W/m <sup>2</sup> K)
5 mm asbestos cement sheet	6.5
5 mm asbestos cement sheet, loft space, 10 mm plasterboard ceiling	2.6
10 mm tile, loft space, 10 mm plasterboard ceiling	2.6
(a) 10 mm tile, loft space, 25 mm glass-fibre quilt, 10 mm plasterboard ceiling	0.99
(b) As (a) but with 50 mm glass fibre quilt	0.61
(c) As (a) but with 75 mm glass fibre quilt	0.44
(d) As (a) but with 100 mm glass fibre quilt	0.35

**Table 5.7 Typical U- values of Flat Roofs**

Construction (outside to inside)	U-value (W/m <sup>2</sup> K)
19 mm asphalt, 75 mm screed, 150 mm cast concrete (dense), 13 mm dense plaster	1.9
(a) 19 mm asphalt, 13 mm fibreboard, 25 mm airgap, 25 mm glass fibre quilt, 10 mm plasterboard	0.81
(b) As (a) but with 50 mm glass fibre quilt .	0.54
(c) As (a) but with 75 mm glass fibre quilt	0.40

**Table 5.8. Typical U- values of Internal wall & Partitions**

Construction	U-value (W/m <sup>2</sup> K)
(a) 105 mm brickwork	2.4
(b) As (a) but with 13 mm lightweight plaster each side	1.8
(c) 100 mm lightweight concrete block	1.3
(d) As (c) but with 13 mm lightweight plaster each side	1.1
25 mm plasterboard, 25 mm airgap, 25 mm plasterboard	1.4
12 mm fibreboard, 25 mm airgap, 12 mm fibreboard	1.2

**Table 5.9 Typical U- values of Internal Floors & ceiling**

Construction	U-value (W/m <sup>2</sup> K)	Surface
(a) 50 mm screed, 150 mm cast concrete	2.0	floor ceiling
(b) As (a) but with 25 mm wood block floor	1.5	floor ceiling
25 mm wood block, 65 mm cast concrete, 25 mm airgap, 25 mm glass fibre quilt, 16 mm plasterboard ceiling	0.71	floor ceiling
10 mm timber floor, > 25 mm airgap, 25 mm glass fibre quilt, 16 mm plasterboard ceiling	0.81	floor ceiling



حيث V&D عبارة عن قطر المسلك وسرعة الهواء على الترتيب للمسلك المستطيلة :

$$r_{si} = 0.286 \frac{[2a \times b / (a + b)]}{V^{0.5}}$$

حيث a, b عبارة عن أبعاد المقطع العرضي للمسلك

$r_{so}$  المقاومة الحرارية الجدارية للهواء خارج المسلك

$$r_{so} = 1 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

k معامل التوصيل الحراري لجدار المسلك

$$k = 5.68 \cdot 10^{-3}, \text{ kW/m}^2 \text{ K}$$

للمسلك المعدني

$$k = 2.3 \cdot 10^{-3}, \text{ k W /m}^2 \text{ K}$$

للمسلك المعزول

في بداية التصميم قد يصعب تحديد مقدار  $q_h$  نظرا لصعوبة الحصول على قيم المساحة الجانبية

للمسلك فيمكن حسابها بنسبة 10% من الحرارة المنتقلة خلال الجدران والأسقف.

لتقليل هذا الفقد بصورة ملحوظة يجب عزل مسالك الهواء بطبقة من الصوف الزجاجي سمكها من

50cm : 2.5 مزودة بورق ألومنيوم عاكس.

## 5.4 Solar Radiation

## 5.4 الإشعاع الشمسي

إن الحرارة التي تدخل المكان عن طريق النوافذ والحوائط والاسطح المعرضة لأشعة الشمس المباشرة تعتبر من أهم مصادر الحمل الحراري .

تتوقف كمية الحرارة هذه على اتجاه هذه الحوائط والنوافذ ونوع الستائر المركبة بها . حيث أن

الكرة الأرضية تدور حول نفسها وحول الشمس فإن الشمس تتحرك من جهة الشرق صباحا

مرورا بالجنوب وتتجه ناحية الغرب بعد الظهر .

صباحا تكون الحوائط والنوافذ الشرقية هي المعرضة لأشعة الشمس بينما تسقط الأشعة الشمسية

على الجهة الجنوبية من الظهيرة وتتعرض الحوائط الغربية لأشعة الشمس في نهاية النهار . فإذا

أضيفت الحرارة الناتجة من أشعة الشمس المباشرة لجميع المنافذ والحوائط من جميع الاتجاهات

فسيكون تأثيرها كبيرا جدا. وحيث أن جميع الحوائط لا تكون معرضة لأشعة الشمس في وقت

واحد فإنه يؤخذ فقط في الاعتبار الاتجاه ذو الحوائط والنوافذ التي تسمح بنفاذ أكبر كمية حرارة

من الشمس بالإضافة إلى المسقف إذا كان معرضا بصورة مباشرة للشمس .

هذا ويعتمد الحمل الحراري بواسطة الشمس على العوامل الآتية :-



- 1- زاوية سقوط اشعة الشمس angle of incidence (I) هي الزاوية (I) المحصورة بين الشعاع الشمس والسطح الذي يستقبل هذه الأشعة Fig 5.3.
  - 2- شدة الاشعاع الشمسي (I) Solar Intensity وتقاس بـ  $W/m^2$
  - 3- تركيبه طبقات السطح الذي تسقط عليه اشعة الشمس.
- العاملان الأول والثاني يعتمدان على موقع المبنى ووقت سقوط الأشعة من النهار والوقت من السنة وكذلك الأحوال المناخية السائدة من حيث انتشار المصحب .
- العامل الثالث يعتمد بصورة اساسية على درجة نفاذية السطح للأشعة الساقطة عليه .

#### 5.4.1 زوايا الشمس الأساسية

##### 5.4.1 Main solar angles

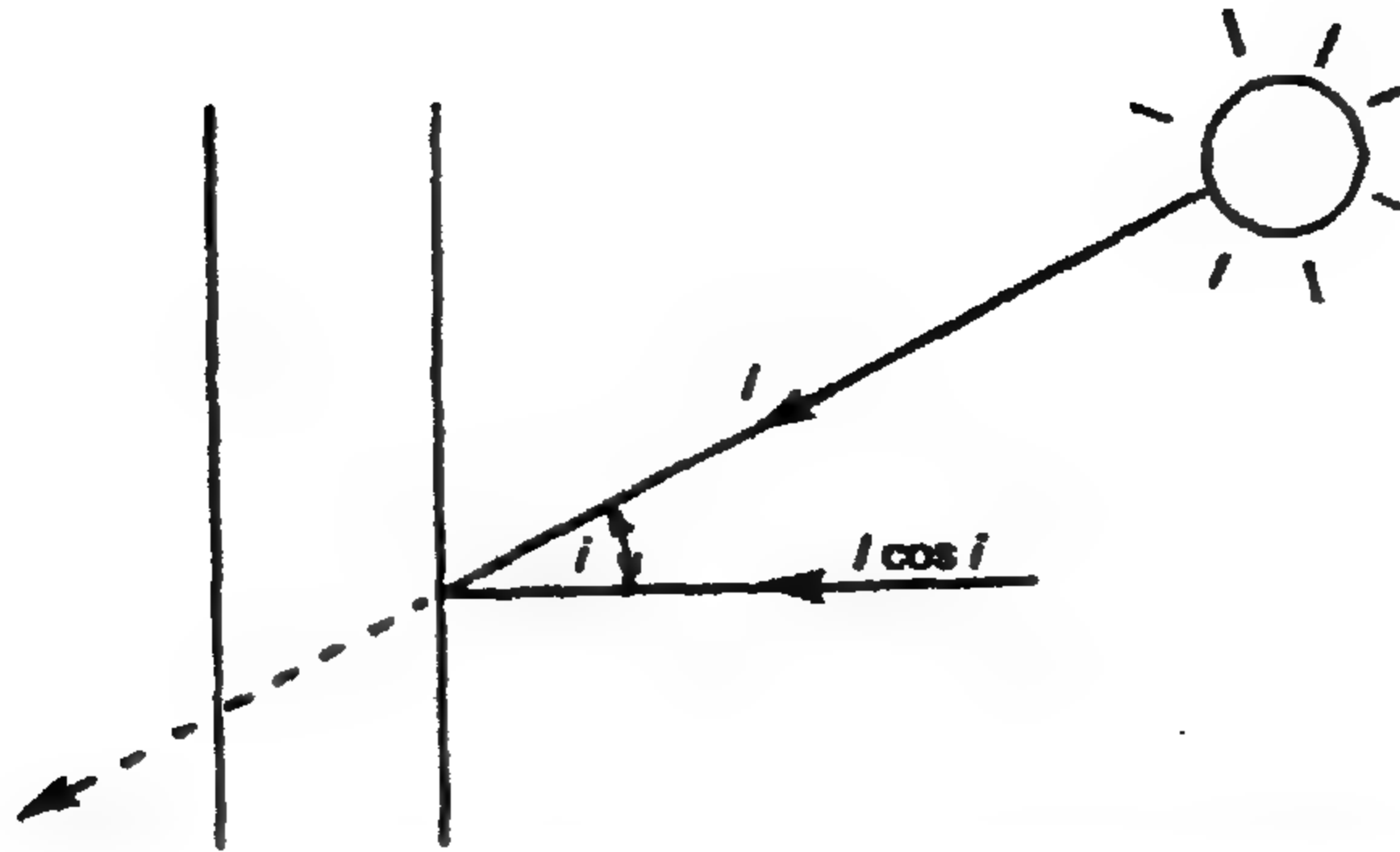
هناك ثلاث زوايا اساسية تحدد شدة الشعاع الشمسية وهي :

I- زاوية المدي أو ( خط العرض ) Latitude angle (I) وهي الزاوية المحصورة بين الخط الواصل بين مكان ما على سطح الأرض (p) ومركز الأرض (o) وخط الاستواء Equator كما هو مبين في Fig 5.4.

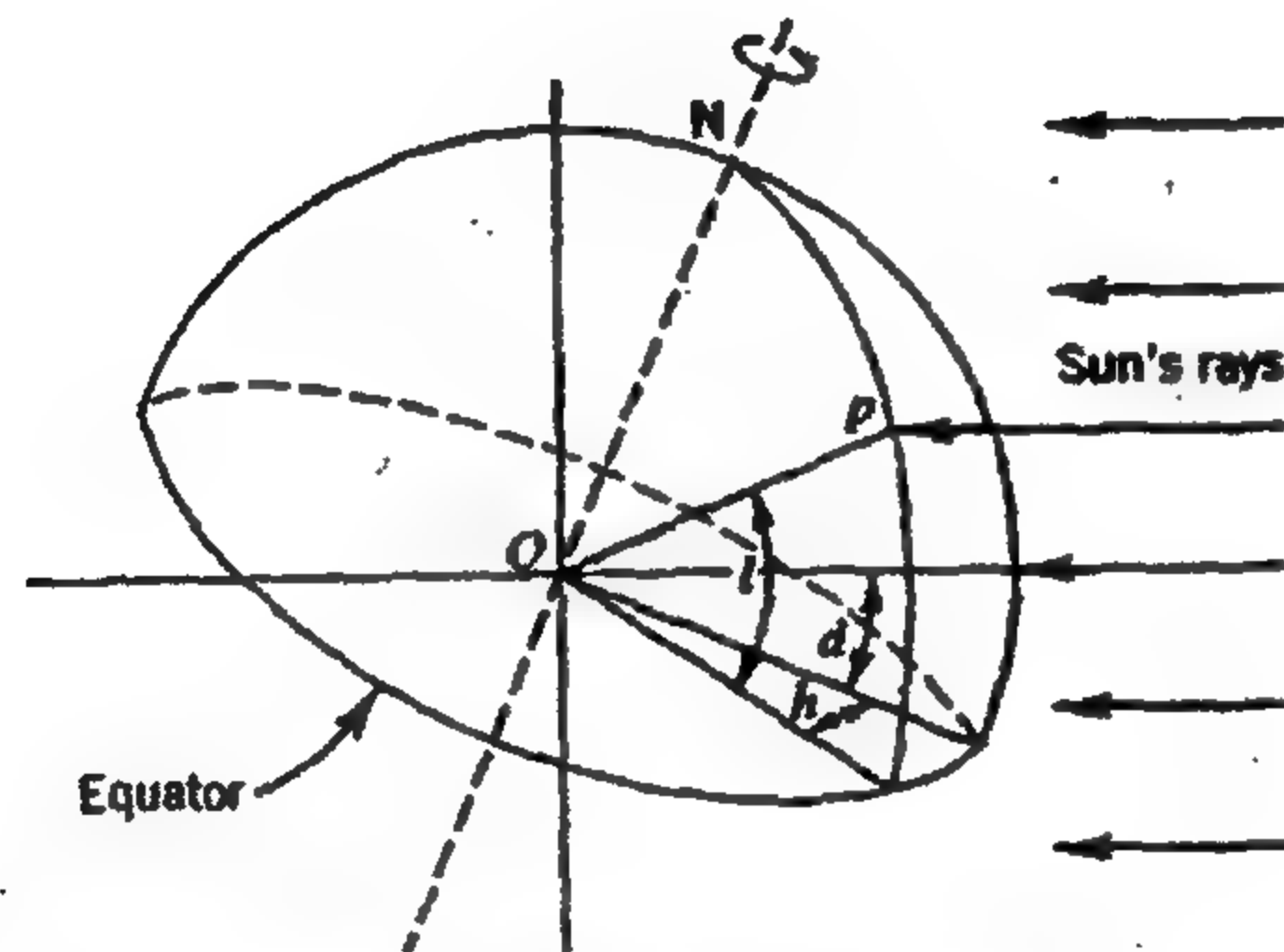
II- زاوية الإحدار Declination angle (d) هي الزاوية بين مستوى خط الاستواء وخط مسار شعاع الشمس . وحيث أن الأرض تدور حول الشمس دورة كاملة كل  $365\frac{1}{4}$  يوم فإنها أيضا (الأرض) تدور حول محورها مرة كل 24 ساعة . هذا المحور ( الخط الواصل بين القطب الشمالي والجنوبي ) عمودي على أشعة الشمس في الربيع والخريف ( 22 مارس ، 22 سبتمبر ) ولكنه يبدو مائلا للأقصى في  $23\frac{1}{2}$  شهور البينية . بالنسبة لنصف الكرة الشمالي الظاهر يكون نحو مسار اشعة الشمس في حدود  $23\frac{1}{2}^\circ$  من العمودي في منتصف الصيف ويحدث في 22 يوليو - أما الانحراف الأقصى عن اشعة الشمس شتاء فيكون في حدود  $23\frac{1}{2}^\circ$  ويحدث في 21 ديسمبر . كما هو مبين في Fig 5.5 .

III- زاوية الساعة Hour angle (h) زاوية الساعة لمكان ما يمكن تحديدها عندما ننظر لأسفل على القطب الشمالي من الفضاء فتكون الزاوية التي يجب أن تدورها الأرض ليصبح المكان واقعا على خط شعاع الشمس وحيث أن الأرض تدور  $360^\circ$  كل 24 ساعة فإن  $1h = 15^\circ$

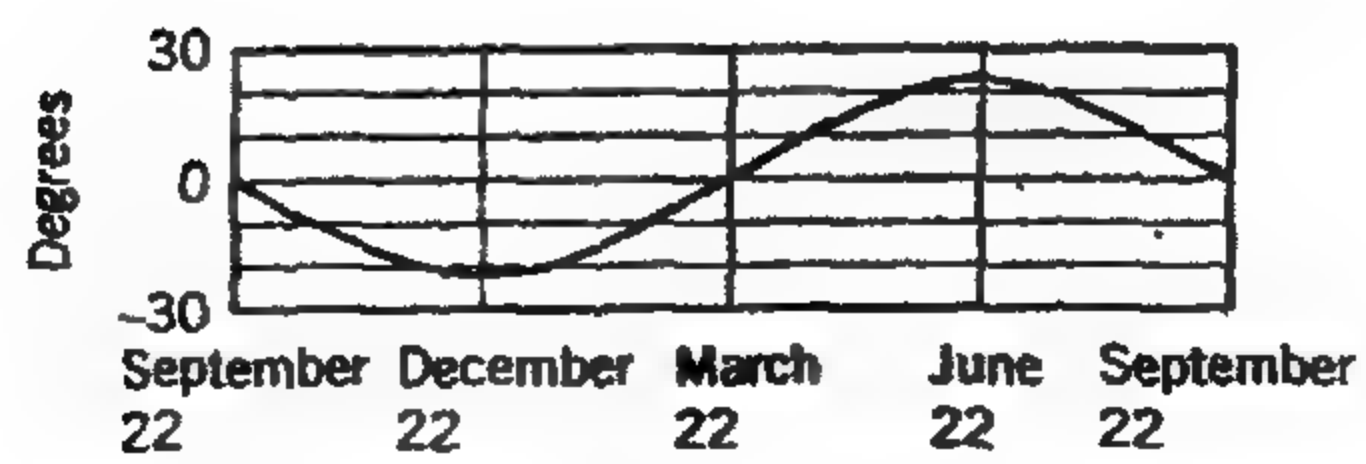
$$360^\circ / 24 = 15^\circ$$



**Figure 5.3 The angle of incidence in solar radiation**



**Figure 5.4 Latitude, hour and declination angles.**



**Figure 5.5 Variation of sun declination.**

### 5.4.2 Derived solar angles

### 5.4.2 زوايا الشمس المشتقة

1- زاوية ارتفاع الشمس  $(\beta)$  *Solar altitude angle* هي الزاوية المحصورة بين شعاع

الشمس ومسقط هذا الشعاع على المستوى الأفقي Fig 5.6

2- الزاوية السمتية  $\phi$  *Zenith angle* هي الزاوية المتممة لـ  $90^\circ$  لزاوية ارتفاع الشمس  $\beta$

أي أن  $\beta + \phi = 90^\circ$  كما هو مبين Fig 5.6

3- الزاوية السمتية الأفقية  $(\gamma)$  *Solar azimuth* هي الزاوية التي يصنعها المسقط الأفقي

للشعاع الشمسي في دورانه عكس عقارب الساعة متجها إلى القطب الشمالي في المستوى الأفقي .

بعض قيم الزوايا  $\beta$  ،  $\gamma$  معطاة في Table 5-10 لبعض زوايا ارتفاع الشمس Latitude

4- زاوية السقوط على المبنى *Solar incident angles onto building* شدة أشعة الشمس

$I$ ,  $W/m^2$  تتطلب أن تكون عمودية على سطح المبنى بحيث يكون حاصل ضرب شدة الأشعة  $I$

في مساحة السطح مساويا لحمل أشعة الشمس. الأمر يكون سهلا في حالة السطح الأفقي حيث

المركب الرأسى مساويا  $I \sin \beta$ . بالنسبة للحائط الرأسى فإن المركب الأفقى يساوى  $I \cos \beta$

يمكن الحصول عليه بدورانه بزاوية أخرى يجعله عمودى على هذا السطح Fig 5.7.

إذا كانت الزاوية السمتية  $\gamma$  عمودية فإن زاوية الحائط الشمسية  $\delta$  يمكن تقديرها بدورانه عكس

عقارب الساعة إلى الشمال وبالتالي فإن المركب  $I \cos \beta$  يكون قد تم دورانه بزاوية  $\alpha$

الفرق بين زاوية الشمس السمتية  $\gamma$  وزاوية الحائط  $\delta$  أى أن  $\alpha = |\gamma - \delta|$  ومن هنا

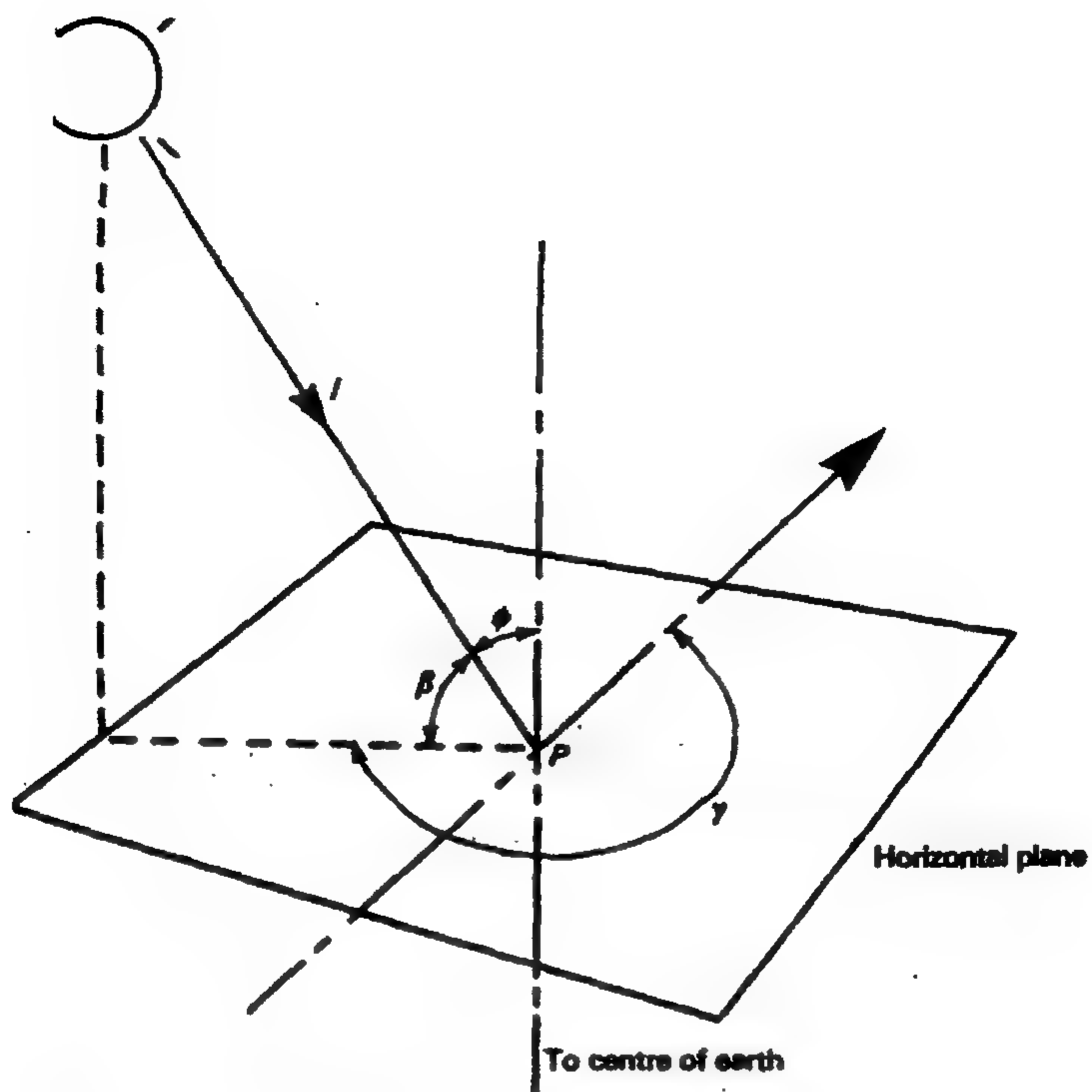
يكون مركب أشعة الشمس على الحائط الرأسى مساوية  $I \cos \beta \cos \alpha$

#### Example 5.2

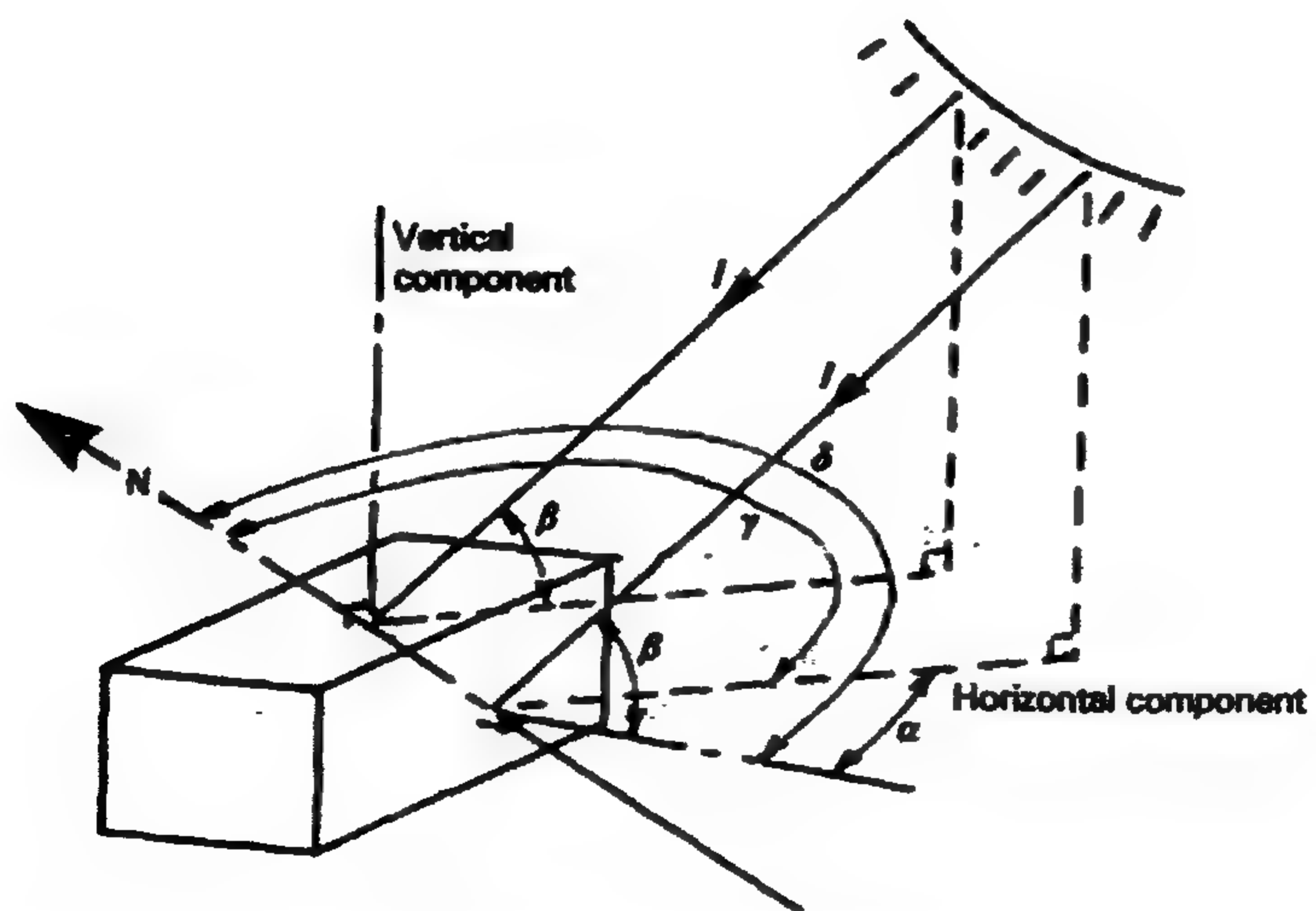
A rectangular building has one wall facing S  $26^\circ$ E. If the solar azimuth is  $210^\circ$  ( Fig 5.8); find the wall solar- Azimuth for the fours walls of the building.

$$\gamma = 210^\circ$$

وضع الشمس يمكن تحديده بالزاوية



**Figure 5.6** The derived angles of solar altitude  $\beta$  zenith angle  $\phi$  and solar azimuth



**Figure 5.7** Solar incident angles on a building

Table 5.10, Solar Altitude and azimuth.

North Lat- tude	Sun time	Jan 21	Feb 21	Mar 21	Apr 22	May 22	Jun 21	July 23	Aug 22	Sep 22	Oct 22	Nov 22	Dec 21	Sun time
		Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	
40°	08	8	125 15	118 22	110 31	100 36	92 37	89 36	92 31	100 22	110 15	118 8	125 6	08
	10	24	149 32	145 42	138 52	128 58	118 60	114 58	118 52	128 42	138 32	145 24	149 21	10
	12	30	180 39	180 50	180 62	180 70	180 74	180 70	180 62	180 50	180 39	180 30	180 27	12
	14	24	211 32	215 42	222 52	232 58	242 60	246 58	242 52	232 42	222 32	215 24	211 21	14
	16	8	235 15	242 22	250 31	260 36	268 37	271 36	268 31	260 22	250 15	242 8	235 6	16
45°	08	5	125 12	120 21	112 30	103 35	96 37	93 35	96 30	103 21	112 12	120 5	125 2	08
	10	19	150 28	146 38	141 48	133 55	125 58	121 55	125 48	133 38	141 28	146 19	150 16	10
	12	25	180 34	180 45	180 57	180 65	180 68	180 65	180 57	180 45	180 34	180 25	180 22	12
	14	19	210 28	214 38	219 48	227 55	235 58	239 55	235 48	227 38	219 28	214 19	210 16	14
	16	5	235 12	240 21	248 30	257 35	264 37	267 35	264 30	257 21	248 12	240 5	235 2	16
50°	08	2	126 10	120 19	114 28	106 35	99 37	97 35	99 28	106 19	114 10	120 2	126	08
	10	15	151 24	148 34	143 45	136 52	130 55	128 52	130 45	136 34	143 24	148 15	151 12	10
	12	20	180 29	180 40	180 52	180 60	180 64	180 60	180 52	180 40	180 29	180 20	180 17	12
	14	15	209 24	212 34	217 45	224 52	230 55	232 52	230 45	224 34	217 24	212 15	209 12	14
	16	2	234 10	240 19	246 28	254 35	261 37	263 35	261 28	254 19	246 10	240 2	234	16
55°	08		7	121 17	115 27	108 34	103 36	100 34	103 27	108 18	115 7	121		08
	10	11	151 20	149 30	145 41	140 49	135 51	133 49	135 41	140 30	145 20	149 11	151 8	10
	12	15	180 24	180 35	180 47	180 55	180 58	180 55	180 47	180 35	180 24	180 15	180 12	12
	14	11	209 20	211 30	215 41	220 49	225 51	227 49	225 41	220 30	215 20	211 11	209 8	14
	16		7	239 17	245 27	252 34	257 36	260 34	257 27	252 18	245 7	239		16
South Lat- tude	Sun time	Jul 23	Aug 22	Sep 22	Oct 22	Nov 22	Dec 21	Jan 21	Feb 21	Mar 21	Apr 22	May 22	Jun 21	Sun time
		Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	



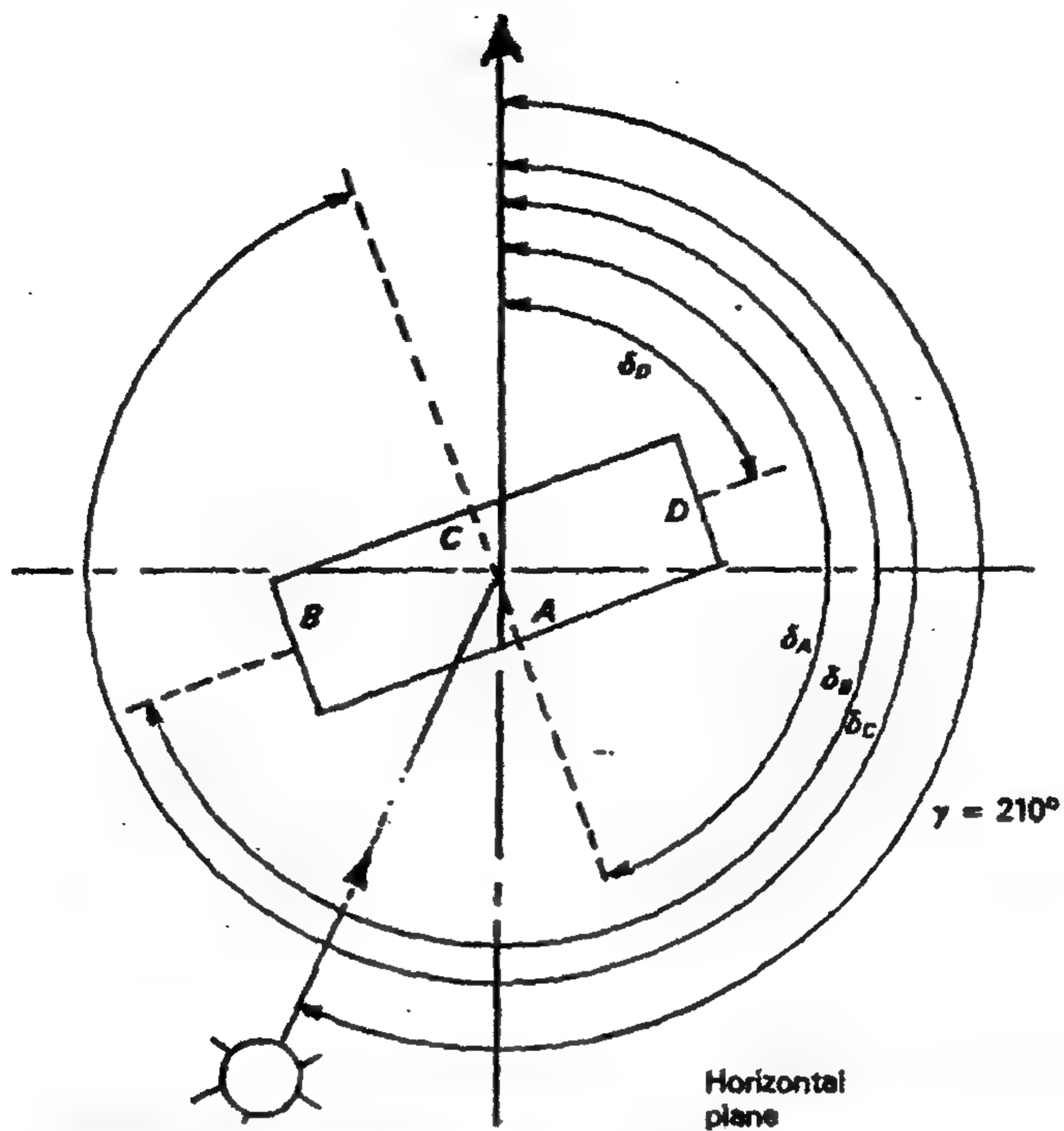


Figure 5.8 Analysis of wall-solar azimuth of four-wall building example 5.2

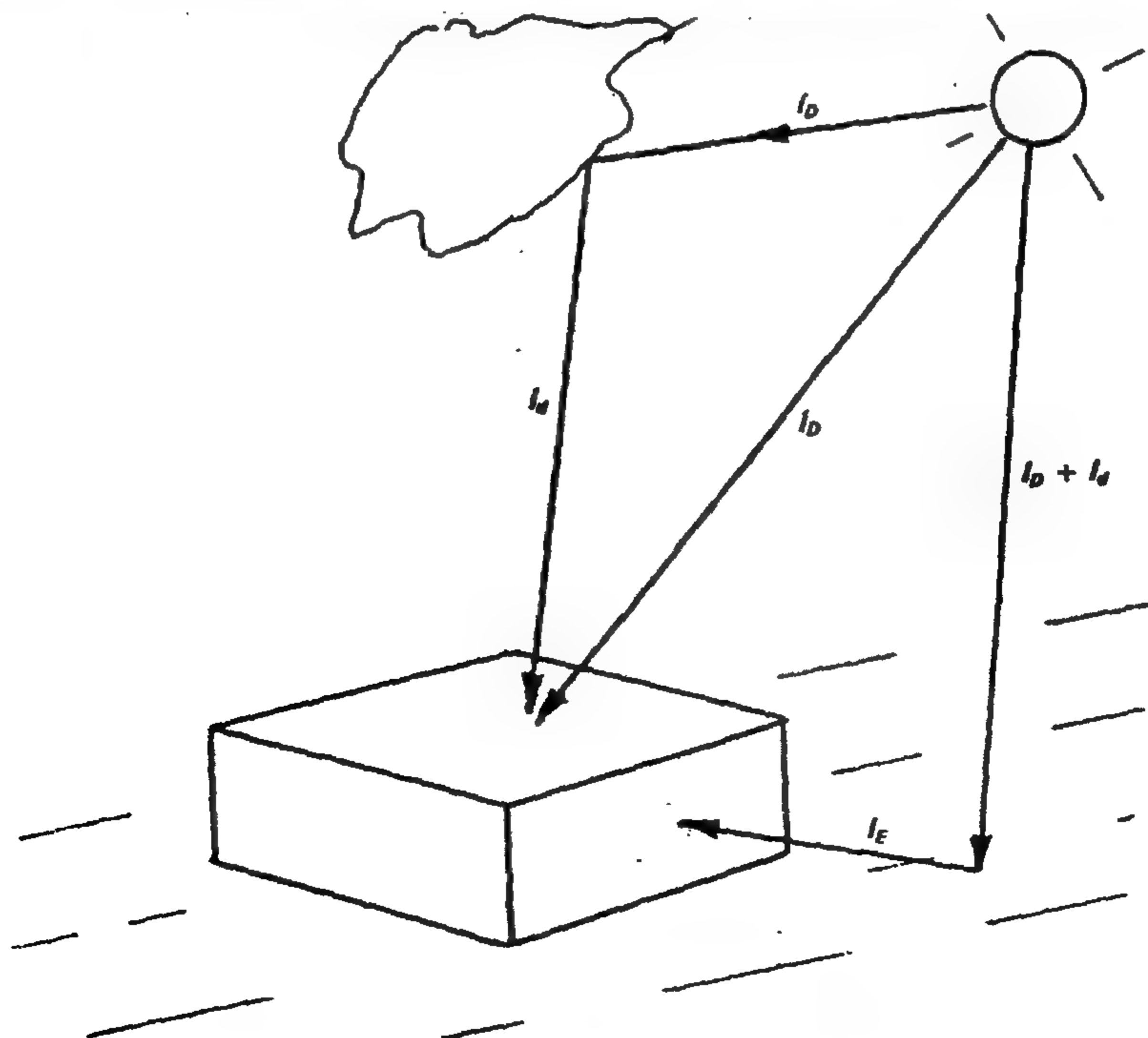


Figure 5.9 The forms of solar irradiance

الحائط A

$$\delta_A = 180^\circ - 26^\circ = 154^\circ \quad \& \quad \alpha_A = |\gamma_A - \delta_A| = 210 - 154 = 56^\circ$$

الحائط B

$$\delta_B = 154^\circ + 90^\circ = 244^\circ \quad \& \quad \alpha_B = [210^\circ - 244^\circ] = 34^\circ$$

$$\delta_C = 244^\circ + 90^\circ = 334^\circ \quad \& \quad \alpha_C = [210^\circ - 334^\circ] = 124^\circ$$

$$\delta_D = 334^\circ + 90^\circ = 424^\circ - 360^\circ = 64^\circ \quad \& \quad \alpha_D = [210 - 64] = 146^\circ$$

### 5.4.3 مكونات الأشعاع الشمسي 5.4.3 Solar irradiances components

الأشعاع الشمسي يمكن أن يكون في الصورة الآتية Fig 5. 9

1- الأشعاع المباشر  $I_D$  Direct irradiances هو الأشعاع من الشمس مباشرة على الأرض في اليوم الصحو.

2- الأشعاع المشتت  $I_d$  Diffuse irradiance: بعض الأشعة المباشرة  $I_D$  قد تصطدم بالسحب أو أبخرة الماء أو الغبار فتنتشر في كل الاتجاهات وبعضها قد يصطدم بالأرض فينتج الأشعاع المشتت  $I_d$ .

3- أشعة الانعكاس الأرضي  $I_E$  Earth reflected irradiance: الأشعة المباشرة  $I_D$  والمشتتة  $I_d$  قد تصطدم بالأرض وتنعكس على الأسطح فتسمى أشعة الانعكاس الأرضي  $I_E$ .

مجموعة المكونات الثلاث للأشعاع الشمسي  $I_D$ ,  $I_d$ ,  $I_E$  يعطى الأشعاع الشمسي الكلي  $I_t$ . الشعاع المباشر  $I_D$  إذا سقط على سطح عمودي على هذا الشعاع يرمز له بـ  $I_{DN}$ . بعض قيم الأشعاع  $I_{DN}$  موجود في Table 5.11 تأسيسا على الزاوية  $\beta$  وطبقا لحالة السحب وللأسطح الأفقية تصبح  $I_{DH} = I_{DN} \sin \beta$  بعض قيم الأشعاع المباشر للأسطح الأفقية  $I_{DH}$  موجود في

Table 5.12

بالنسبة للأسطح الرأسية شدة أشعة الشمس.

$$I_{DV} = I_{DN} \cos \alpha \cos \beta$$

قيم الأشعاع المباشر للأسطح الرأسية  $I_{DV}$  موجودة في Table 5. 13

**Table 5.11 Basic Direct and Diffuse Irradiances**

Solar altitude (degrees)	$\beta$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90
Basic direct irradiance normal to sun ( $W/m^2$ )	$I_{DN}$	210	390	525	620	690	740	780	815	840	860	895	910	920	930
Basic diffuse (sky) irradiance ( $W/m^2$ ) $I_{aH}$	clear	25	40	55	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
	cloudy	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	300	355	405	455

**Table 5.12 Direct Irradiance onto a Horizontal Surface**

Solar altitude $\beta$ (degrees)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90
Basic direct solar irradiance onto a horizontal surface $I_{DH}$ $W/m^2$	210	390	525	620	690	740	780	815	840	860	895	910	920	930

**Table 5.13 Direct Irradiance onto a vertical surface**

Solar altitude (degrees)	Basic direct irradiance /W/m <sup>2</sup> ) on to a vertical surface, $I_{DV}$ for stated wall-solar azimuth $\alpha$													
$\beta$	0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	75	80	
5	210	205	195	180	160	150	135	120	105	90	70	55	35	
10	380	375	360	330	295	270	245	220	190	160	130	100	65	
15	505	500	475	440	390	360	325	290	255	215	175	130	90	
20	585	575	550	505	450	415	375	335	290	245	200	150	100	
25	625	615	585	540	480	440	400	360	310	265	215	160	110	
30	640	630	605	555	490	455	410	370	320	270	220	165	110	
35	640	630	600	555	490	455	410	365	320	270	220	165	110	
40	625	615	585	540	480	440	400	360	310	265	215	160	110	
45	595	585	560	515	455	420	380	340	295	250	205	155	105	
50	555	545	520	480	425	390	355	315	275	235	190	145	95	
60	445	440	420	385	340	315	285	255	225	190	155	115	80	
70	310	305	295	270	240	220	200	180	155	130	105	80	55	
80	160	160	150	140	125	115	105	90	80	70	55	40	30	
90	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

#### 5.4.4 تأثير المكان على الأشعاع الشمسي

##### 5.4.4 Location effects on solar radiation

###### أولا : تأثير مستوى البحر Sea level Effect

شدة أشعة الشمس السابق الإشارة إليها قد تم حسابها على أساس أن المباني تقع في مستوى البحر. المباني التي تقع في مستوى أعلى من مستوى البحر، القيم السابقة للأشعاع الشمس تضرب في المعامل  $k_a$  معامل تصحيح زاوية الارتفاع ومستوى البحر. ( Altitude Correction Factor )

والمبين في Fig 5. 10

###### Example 5.3

A building is located at 2000m above sea level. Estimate the correction factor for altitude if  $\beta = 15^\circ$

من Fig 5.10 عند 2000m ،  $\beta = 15^\circ$  نجد أن  $k_a = 1.5$

###### ثانيا : تأثير المناخ Climate Effects

تأثير المناخ السائد في منطقة ما على أشعة الشمس يمكن تصحيحه بالمعاملان  $k_D$  ،  $k_d$  ،  $k_r$  للأشعة المباشرة  $I_D$  والأشعة المشتتة  $I_d$  والأشعاع الأرضي المنعكس  $I_E$  على الترتيب كما يلي

$k_D = 0.5$	$k_d = 1$	$k_r = 0.2$	للمناخ المعتدل
$k_D = 0.5$	$k_d = 1.1$	$k_r = 0.2$	للمناخ الاستوائي الرطب
$k_D = 1.1$	$k_d = 0.9$	$k_r = 0.5$	للمناخ الاستوائي الجاف

###### الأشعاع الشمسي الكلي Total solar irradiance

إذا أخذنا في الاعتبار كل العوامل السابقة يمكن تعيين الأشعة الكلية للشمس كما يلي :

الأسطح الأفقية

$$I_{tH} = k_a [ k_D \cdot I_{DH} + k_d \cdot I_{dH} ] , \quad W/m^2 \quad (5.8)$$

للأسطح الرأسية

$$I_{tV} = k_a [ k_D \cdot I_{DV} + k_d \cdot I_{dV} + \frac{1}{2} k_r \cdot I_{tH} ] , \quad W/m^2 \quad (5.9)$$

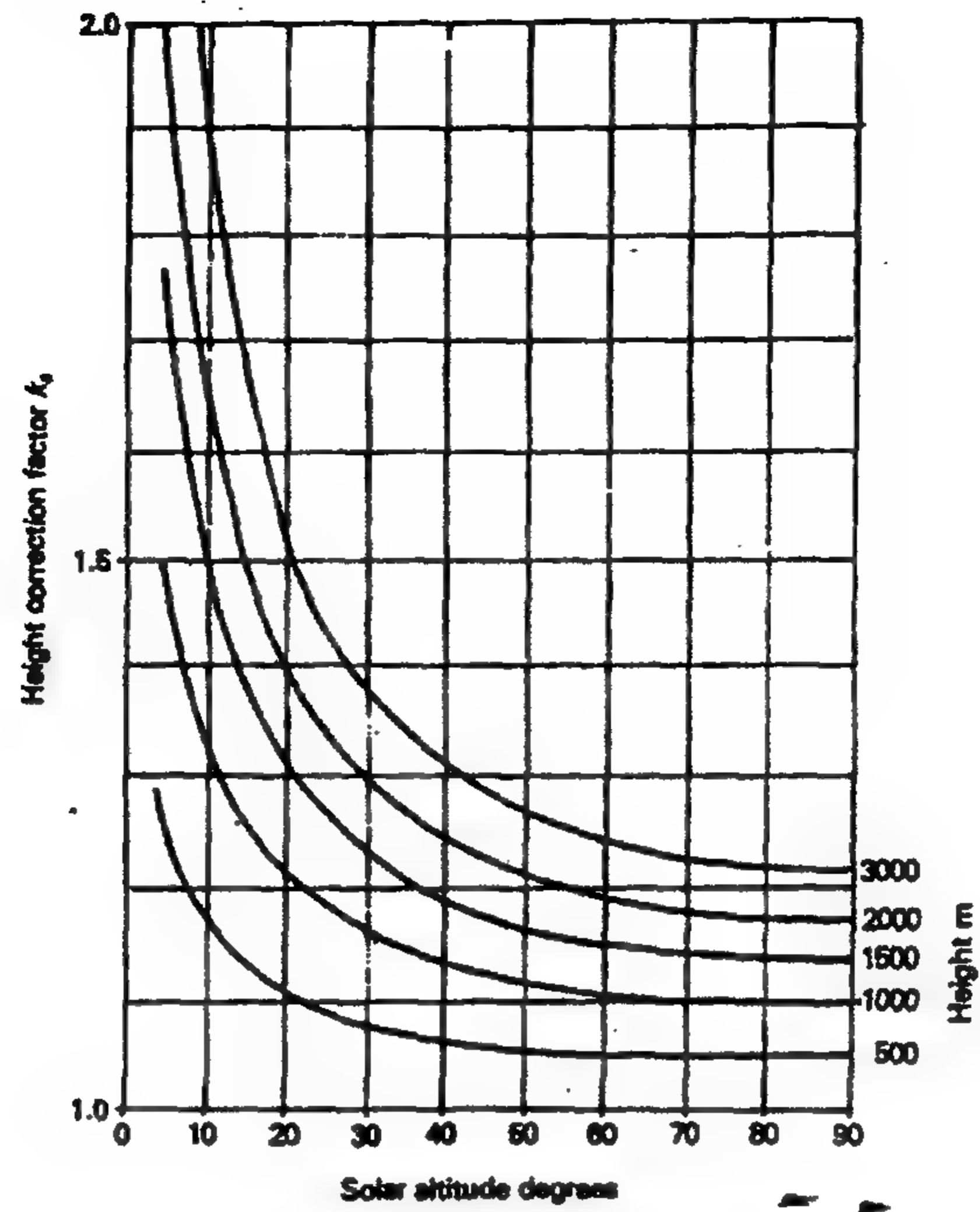


Figure 5.10 Solar correction factor  $k_a$ .

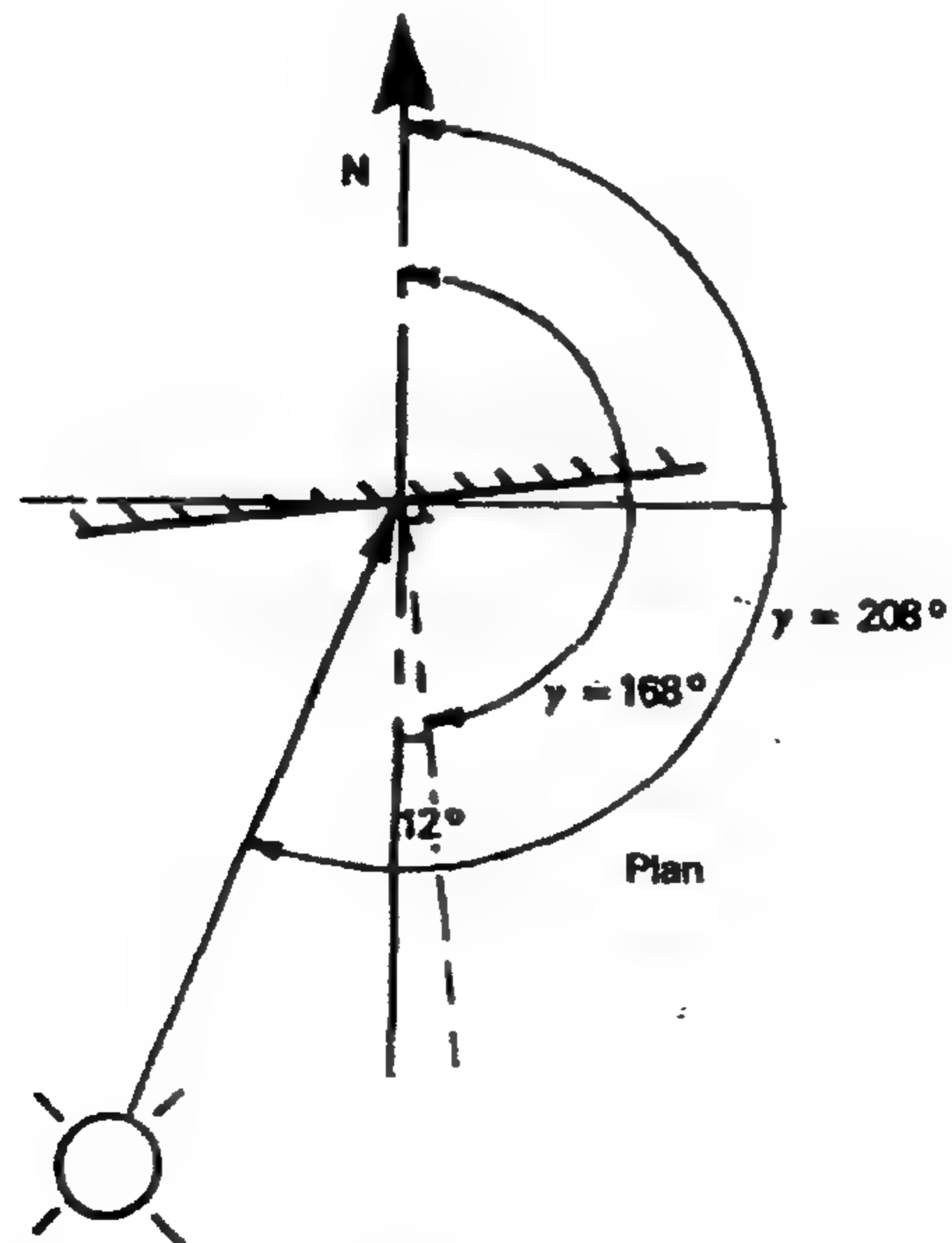


Figure 5.11 Analysis of total irradiance on to a vertical surface example 5.4



### Example 5.4

Calculate the solar irradiance striking a vertical wall of a building located in Alexandria if the wall is facing S 12° E, ( Fig 5.11). The solar altitude. Is 50° and solar azimuth is 208°. Alexandria is 75m above the sea level.

من Table 12 عند  $\beta = 50^\circ$  فإن  $I_{DH} = 660 \text{ W/m}^2$

الزاوية السمتية للشمس  $\gamma = 208^\circ$

زاوية الحائط السمتية  $\delta = 180^\circ - 12^\circ = 168^\circ$

زاوية الحائط - الشمس السمتية  $\alpha = |\gamma - \delta| = 208 - 168 = 40^\circ$

من Table 5. 13 عند  $\beta = 50^\circ$  ،  $\alpha = 40^\circ$  نجد أن  $I_{DV} = 425 \text{ W/m}^2$

وحيث أن الإسكندرية في منطقة متوسطة المناخ ومن Table 5. 11 عند  $\beta = 50^\circ$  نجد أن

الإشعاع الشمسي  $I_{dH} = 250 \text{ W/m}^2$

ويكون الإشعاع الشمسي المشتت على الحائط الراسي

$$I_{dv} = \frac{1}{2} I_{dH} = \frac{1}{2} \times 250 = 125 \text{ W/m}^2$$

من Fig 5.10 حيث الإسكندرية تقع في مستوى 75m أعلى من مستوى البحر فإن  $k_a = 1$

وحيث أن الإسكندرية مناخها رطب  $k_r = 0.2$  ،  $k_D = 0.5$  ،  $k_d = 1$  وبالتعويض في المعادلة

(5.8) للسطح الأفقي

$$\begin{aligned} I_{IH} &= k_a [ k_d I_{DH} + k_d I_{dv} ] \\ &= 1 [ 0.5 \cdot 660 + 1 \times 250 ] = 580 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

وبالتعويض في المعادلة (5.9) للسطح الراسي

$$\begin{aligned} I_n &= k_a [ k_d I_{DV} + k_d I_{dv} + \frac{1}{2} k_r I_{IH} ] \\ &= 1 [ 0.5 \cdot 425 + 1 \times 125 + \frac{1}{2} \times 0.2 \times 580 ] = 395.5 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

### 5.4.5 الإشعاع الشمسي خلال النوافذ والحوائط

#### 5.4.5 Solar Radiation through widows and walls.

حرارة الإشعاع الساقطة على السطح سوف ينتج عنها ثلاثة مركبات (Fig 5.12) هي بالتحديد :  
مركب منعكس  $I_R$  Reflected ونافذ  $I_\tau$  transmitted وممتص  $I_a$  absorbed وعلى ذلك:

$$I_t = I_r + I_\tau + I_a \quad (5.10)$$

$$= \frac{I_r}{I_t} + \frac{I_\tau}{I_t} + \frac{I_a}{I_t}$$

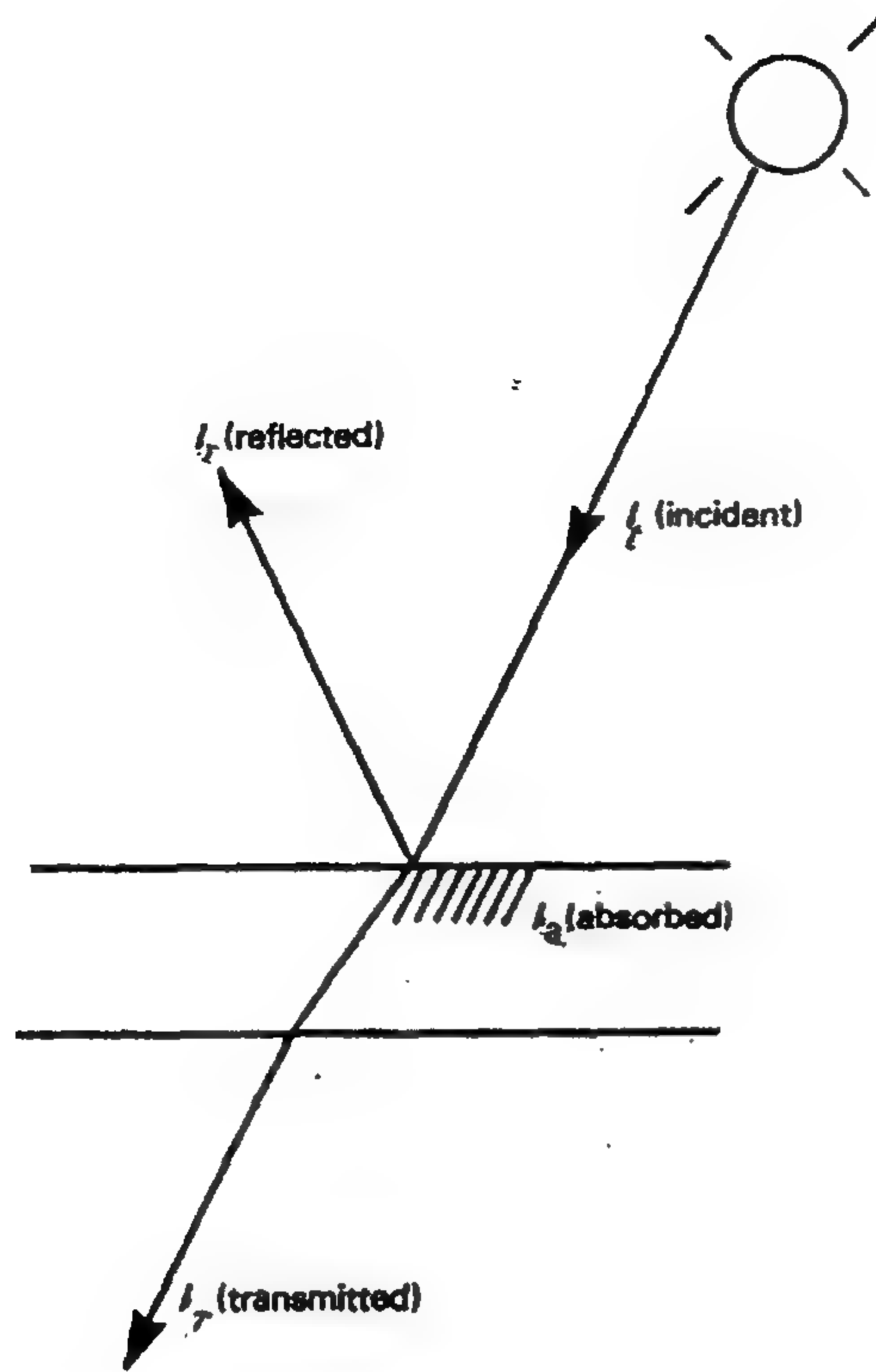
$$= r + a + \tau \quad (5.11)$$

حيث ( $\tau$ ) تعبر عن مقدرة السطح على عكس أشعة الشمس Reflectance ( $a$ ) تعبر عن مقدرة امتصاص الأشعة Absorptivity,  $\tau$  تعبر عن نفاذية السطح لأشعة الشمس Transmissivity الزجاج العادي له نفاذية عالية تسمح بنفاذية أشعة الشمس بدرجة كبيرة بينما الحوائط نفاذيتها تقريبا منعدمة وهذا ما سيتم تناوله بصورة مستقلة لكل منهما.

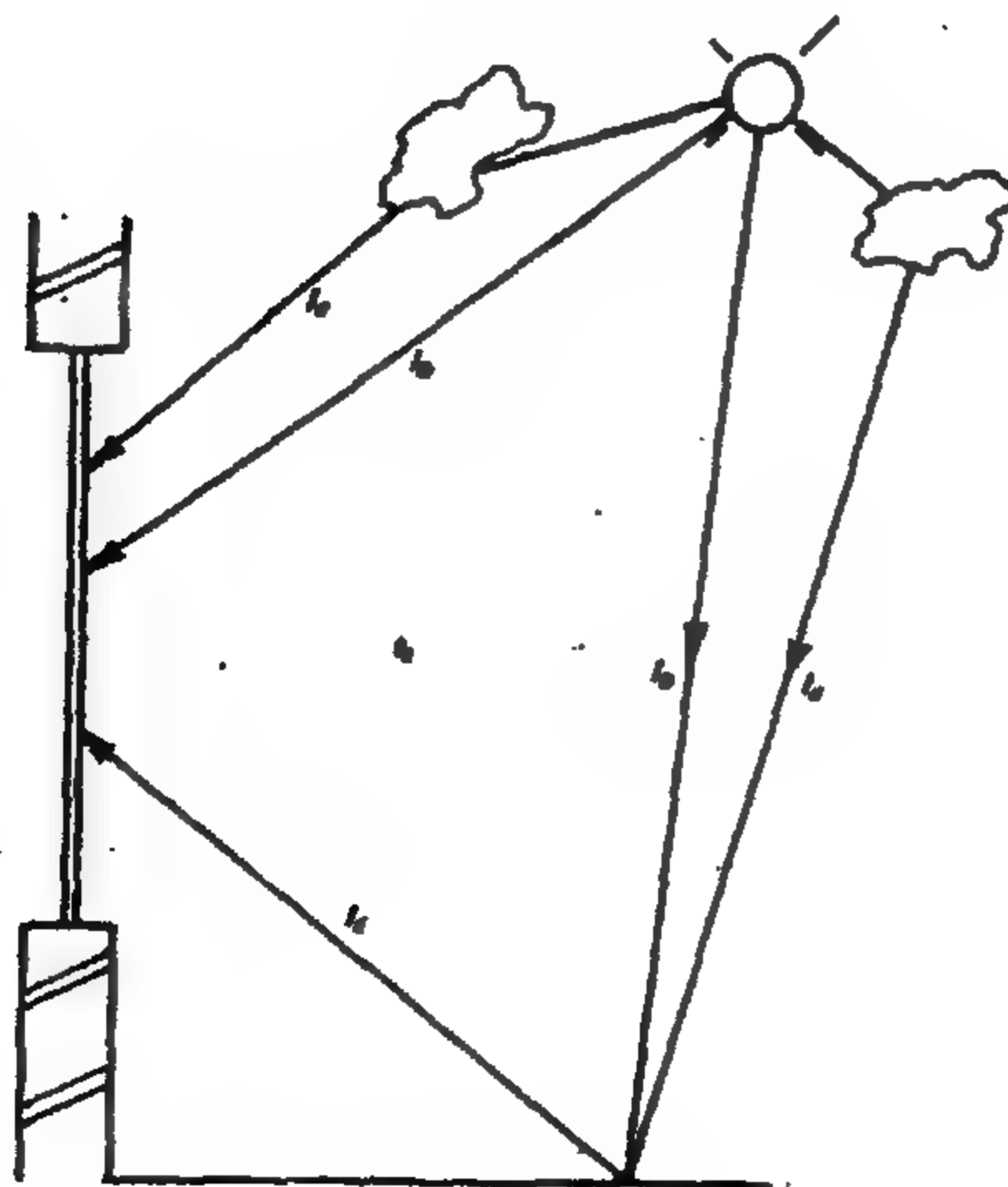
#### 5.4.5.1 حرارة الشمس خلال النوافذ

##### 5.4.5.1 Solar Heat Through Windows.

أشعة الشمس الساقطة على الأسطح الزجاجية تتكون من : أشعة مباشرة  $I_D$ ، مشتته  $I_h$ ، وأشعة الانعكاس الأرضي  $I_E$  كما هو مبين في Fig 5.13. المكونان  $I_h$ ،  $I_E$  متساويان في كل الاتجاهات ويسقطان على كل مساحة الشباك  $A$  بينما المركب  $I_D$  يسقط على المساحة الواقعة في ضوء الشمس  $A_s$ . وعلى ذلك فإنه سيؤثر بحرارة مقدارها  $(I_D \cdot A_s)$  من هذه الحرارة سوف ينفذ كمية حرارة = مقدارها  $(\tau \cdot A_s \cdot I_D)$ . أما الجزء الممتص فمقداره  $(a \cdot A_s \cdot I_D)$  سوف ينفذ منها إلى المكان جزء مقداره  $(a \cdot h_s \cdot A_s \cdot I_D)$  بالحمل حيث  $hc$  النسبة المئوية للحمل. المكونان  $I_h$ ،  $I_E$  يؤثران على مساحة الشباك الكلية  $A$  وتكون الحرارة المكتسبة من نفاذهما هي  $(I_D + I_E)A \cdot \tau$  والامتصاص هي  $a \cdot (I_D + I_E)A$  ثم الأشعاع بالحمل  $hc \cdot (I_D + I_E)A$ .



**Figure 5.12 Incident solar radiation components**



**Figure 5.13 The forms of solar irradiance striking a window**

الحرارة الكلية المكتسبة من الأشعاع الشمسى هي .

$$q_{g(so)} = \tau \cdot A_s \cdot I_D + h_c \cdot a \cdot A_s \cdot I_D + \tau \cdot A \cdot (I_d + I_E) + h_c \cdot a \cdot (I_d + I_E) \cdot A \quad (5.12)$$

كمية الحرارة المكتسبة عن طريق الأشعاع الشمسى يضاف إليها كمية الحرارة المكتسبة بواسطة

$$q_g = UA (t_2 - t_1) \text{ أى } t_2, t_1 \text{ درجة الحرارة}$$

القيم  $I_D, I_d \text{ \& } I_E$  تعيين كما سبق بيانه .

### Example 5.5

A window 2.3m long and 1.8m high receives 443 W/m<sup>2</sup> direct solar radiation normal to the window , 95 W/m<sup>2</sup> diffuse, and 63 W/m<sup>2</sup> ground reflected solar irradiance. If,  $\tau$  ,  $a$  and  $h_c$  are 0.45, 0.42 and 65%, respectively. Determine the solar heat gain to the room. Neglect shading

من البيانات السابقة نجد أن :

$$\begin{aligned} I_D &= 443 \text{ W/m}^2 & I_d &= 95 \text{ W/m}^2, & I_E &= 63 \text{ W/m}^2 \\ \tau &= 0.45 & a &= 0.42 & h_c &= 0.65 & A = A_s &= 4.14 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

ينطبق المعادلة (5.12)

$$\begin{aligned} q_{g(so)} &= \tau \cdot A_s \cdot I_D + h_c \cdot a \cdot A_s \cdot I_D + \tau \cdot A \cdot (I_d + I_E) + h_c \cdot a \cdot (I_d + I_E) \cdot A \\ &= 0.45 \times 4.14 \times 443 + 0.65 \times 0.42 \times 4.14 \times 443 + 0.45 \times 4.14 (95 + 63) \\ &\quad + 0.65 \times 0.42 (95 + 63) \times 4.14 = 1799 \text{ W} \end{aligned}$$

فى المثال السابق نجد أن التأثير الأعظم يعود إلى الأشعاع الشمسى المباشر  $I_D$ . هذا التأثير يمكن إضعافه باستخدام زجاج مزدوج وبذلك نقل كمية الحرارة المكتسبة. هذا التأثير يمكن تقييمه بمعامل

أكتساب الأشعاع الشمسية  $S$  Solar gain factor وهو مدرج فى Table 5.14 .

وعلى ذلك فإن الحرارة المكتسبة بتأثير الشمس خلال الزجاج والمقدرة بالمعادلة (5.12) يمكن

تعديلها إلى

$$q_{g(so)} = S A_s I_D + S A (I_d + I_E) \quad (5.13)$$

**Table 5.14 Solar Factor S for various Type of Glassing and shading.**

Position of shading and type of sun protection		Solar gain factors* (S) for the following window types	
Shading	Type of sun protection	Single	Double
None	none	0.76	0.64
	lightly heat-absorbing glass	0.51	0.38
	densely heat-absorbing glass	0.39	0.25
	lacquer-coated glass, grey	0.56	—
	heat-reflecting glass, gold (sealed unit when double)	0.26	0.25
Internal	dark green open weave plastic blind	0.62	0.56
	white venetian blind	0.46	0.46
	white cotton curtain	0.41	0.40
	cream holland linen blind	0.30	0.33
Mid-pane	white venetian blind	—	0.28
External	dark green open weave plastic blind	0.22	0.17
	canvas roller blind	0.14	0.11
	white louvred sunbreaker, blades at 45°	0.14	0.11
	dark green miniature louvred blind	0.13	0.10

**Table 5.15 Shading Coefficient**

Type of glass	Thickness, mm	No indoor shading	Shading Coefficient			
			Venetian blinds		Roller shades	
			Medium	Light	Dark	Light
Single glass						
Regular sheet	3	1.00	0.64	0.55	0.59	0.25
Plate	6-12	0.95	0.64	0.55	0.59	0.25
Heat-absorbing	6	0.70	0.57	0.53	0.40	0.30
	10	0.50	0.54	0.52	0.40	0.28
Double glass						
Regular sheet	3	0.90	0.57	0.51	0.60	0.25
Plate	6	0.83	0.57	0.51	0.60	0.25
Reflective	6	0.2-0.4	0.2-0.33			



### Example 5.6

Calculate the solar heat gain through a window 1.8m x 1.2m single glazed with heat reflecting glass, if the direct solar irradiance normal to the window is 440 W/m<sup>2</sup> and the diffuse and earth reflecting are 150 and 70 W/m<sup>2</sup>, respectively.

$$A = A_g = 1.8 \times 1.2 = 2.16 \text{ m}^2$$

من Table 5.14 نجد أن  $S = 0.26$

وبتطبيق المعادلة (5.13)

$$\begin{aligned} q_{g(so)} &= SA I_D + SA (I_d + I_E) \\ &= SA (I_D + I_d + I_E) \\ &= 0.26 \times 2.16 [440 + 150 + 70] = 371 \text{ W} \end{aligned}$$

ومن ذلك يتضح تأثير الزجاج العاكس على تقليل الحرارة المكتسبة من الشمس

#### 5.4.5.2 Shading coefficient

#### 5.4.5.2 معامل التظليل

إذا كان  $S$  يستخدم لتصحيح الحرارة المكتسبة بواسطة الزجاج في حالة استخدام زجاج مزدوج فإن معامل التظليل ( $SC$ ) يستخدم لتصحيح هذه القيم للأنواع الأخرى من الزجاج وكذلك في حالة استخدام ستائر داخلية. قيم  $SC$  يمكن الحصول عليها من Table 5.15 وبذلك تكون الحرارة المكتسبة في الشمس خلال الزجاج هي :

$$q_{g(so)} = I_t \cdot A \times SC \quad \text{W} \quad (5.14)$$

#### 5.4.5.3 حرارة الشمس المكتسبة خلال الحوائط والأسقف

#### 5.3.5.4 Solar heat gain through walls and roofs.

الحوائط والأسقف عادة غير شفافة وعلى ذلك فإن حرارة أشعة الشمس ستنتقل إلى الداخل بالتوصيل هذا بالإضافة إلى الحرارة المنتقلة نتيجة فرق درجة الحرارة (الوسط الخارجي وداخل المكان). يمكن تقدير محصنة هذا العاملين يلي :

أشعة الشمس الكلية  $I_t$  تسقط على الجدار (Fig 5. 14) الواقع تحت تأثير درجة حرارة الوسط الخارجى  $t_2$  وكذلك أشعة الشمس  $I_t$ . إذا تصورنا درجة الحرارة التى تجمع هذان التأثيران هى  $t_{eo}$  حيث درجة حرارة السطح الخارجى هى  $t_{so}$  درجة حرارة الطبقة الجدارية للهواء. هى  $t_2$  وأن المقاومة الحرارية لتلك الطبقة هى  $R_{so}$  فإن كمية الحرارة المنتقلة خلال تلك الطبقة هى  $(t_2 - t_{so}) / R_{so}$ . إذا أضفنا كمية الحرارة النافذة خلال الجدار وهى  $(a I_t - \epsilon I_L)$  حيث  $a$  معامل الامتصاص ،  $\epsilon$  معامل الأشعاع ،  $I_L$  الأشعة المرتدة من السطح الخارجى فإن الحرارة الكلية يمكن التعبير عنها بالمعادلة .

$$q_{w(so)} = \frac{t_2 - t_{so}}{R_{so}} + (a I_t - \epsilon I_L) \quad W \quad (5.15)$$

$q_{w(so)}$  يمكن التعبير عنها أيضا بالمعادلة

$$q_{w(so)} = \frac{t_{eo} - t_{so}}{R_{so}} \quad W \quad (5.16)$$

مساواة المعادلتين (5.15) ، (5.16) نجد أن

$$t_{eo} = t_2 + R_{so} (a I_t - \epsilon I_L) \quad (5.17)$$

حيث  $t_{eo}$  هى عبارة عن درجة حرارة تخيلية تسمى درجة حرارة ( الشمس - الهواء )

Solar- air temperature

$I$  شدة الأشعة المرتدة وتقدر بـ  $100 \text{ W/m}^2$  للأسطح الأفقية وتتناشى للأسطح الرأسية = صفر

مكن اعتبار أن  $\epsilon = a$  ويمكن الحصول عليها من Table 5.16

$R$  مقاومة الطبقة الجدارية يمكن الحصول عليها طبقا لطبيعة السطح من Table 5.17. يمكن

حصول على الحرارة الكلية المكتسبة خلال الحائط بتأثير فرق درجة الحرارة  $(t_2 - t_1)$

لإضافة إلى حرارة الشمس بالمعادلة

$$q_{(so+tr)} = UA (t_{eo} - t_1) \quad (5.18)$$

هى نفسها

$$q_{(so+tr)} = UA (t_{eo} - t_2) + UA (t_2 - t_1) \quad (5.19)$$

$t_{so} = (t_{eo} - t_2)$  فرق درجة الحرارة الناتج عن تأثير الشمس. إذا تعذر حسابها يمكن حسابها

بها بالمعادلة

$$\Delta t_{sol} = 0.75 \frac{I_t \cdot a}{23.3} , (^\circ) \quad (5.20)$$

**Table 5.16 Absorption coefficient ( $\alpha$ ) for solid Building Surfaces.**

Material	Absorption coefficient $\alpha$
<b>BRICKS:</b>	
white glazed	0.25
fletton light	0.4
fletton dark	0.65
stafford blue	0.9
white sand-lime	0.4–0.5
red sand-lime	0.55–0.7
<b>STONE:</b>	
limestone	0.3–0.5
white marble	0.45
red granite	0.55
<b>ROOFS:</b>	
concrete tiles	0.65
asphalt	0.9
grey slates	0.8–0.9
red tiles	0.4–0.8
asbestos sheets, natural colour	0.6
galvanised iron	0.65
lead sheeting	0.8
mortar screed	0.8
aluminium	0.2
copper (tarnished)	0.65
whitewashed roof or white tile	0.3–0.5
<b>WATER:</b>	
1 m thick	0.56
2 m thick	0.61
3 m thick	0.64

**Table 5.17 Values of the Outside surface Resistance [ $R_{so}$ ]**

Building element	Emissivity of surface	Surface resistance for stated exposure ( $m^2 K/W$ )		
		Sheltered	Normal	Severe
Wall	High	0.08	0.06	0.03
	Low	0.11	0.07	0.03
Roof	High	0.07	0.04	0.02
	Low	0.09	0.05	0.02

### Example 5.7

Brick wall of surface area  $57.2\text{m}^2$  has a  $U$  – value of  $3\text{ W/m}^2\text{C}^\circ$ . It receives a total solar irradiance of  $583\text{ W/m}^2$  normal to the surface, if the inside space temperature is  $21\text{C}^\circ$  and the outside ambient is  $33\text{C}^\circ$ , determine the solar and transmission heat gain through the wall.

بتطبيق المعادلة (5.17)

$$t_{eo} = t_2 + R_{so} (aI_t - \varepsilon I_L)$$

للحائط الرأسى  $I_L = 0$  من Table 5.17 مقاومة الطبقة الجدارية  $R_{so} = 0.06\text{ m}^2\text{ K/W}$

من Table 5.16  $a = 0.63$  كقيمة متوسطة بين 0.55 و 0.7

وحيث أن  $I_t = 583\text{ W/m}^2$  ،  $t_2 = 33\text{ C}^\circ$  ،  $t_1 = 21\text{C}^\circ$

$$t_{eo} = 33 + 0.06 (0.63 \times 583) = 55\text{C}^\circ$$

كمية الحرارة الكلية بالمعادلة (5.18)

$$q_{(so + tr)} = U \cdot A (t_{eo} - t_1)$$

$$= 3 \times 57.2 (55 - 21) = 5834.4\text{ W}$$

باستخدام المعادلة (5.19)

$$q_{(so + tr)} = U A \Delta t_{so} + U A (t_2 - t_1)$$

$$= 3 \times 57.2 \times 11.82 + 3 \times 57.2 (33 - 21) = 5804\text{ W}$$

$$\Delta t_{so} = 0.75 \frac{I_t \times a}{23.3}$$

حيث

$$= 0.75 \left( \frac{583 \times 0.63}{23.3} \right) = 11.82\text{C}^\circ$$

ومن ذلك نجد أن الفرق بين الطريقتين ضئيلا لا يتعدى 0.5%

### Example 5.8

Determine the transmission and solar heat gain through a flat  $5\text{m} \times 20\text{m}$  asbestos sheet roof of a building when the outside and inside temperature are  $35\text{C}^\circ$  and  $23\text{C}^\circ$ , respectively. The  $U$ - value of the structure is  $2\text{W/m}^2\text{C}^\circ$  and the incident total solar radiation normal to the roof is  $627\text{ W/m}^2$ .

$$\varepsilon = a = 0.6$$

من Table 5. 16

$$R_{so} = 0.04 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

من Table 5. 17

$$A = 5 \times 20 = 100 \text{ m}^2$$

$$I_L = 100 \text{ W/m}^2$$

للأسقف

بتطبيق المعادلة

$$t_{eo} = t_2 + R_{so} (a I_t - \varepsilon I_L)$$

$$= 35 + 0.04 (0.6 \times 627 - 0.6 \times 100) = 47.65 \text{ C}^\circ$$

بتطبيق المعادلة 5.18

$$q_{(so + m)} = U A (t_{eo} - t_1)$$

$$= 2 \times 100 (47.65 - 23) = 4930 \text{ W}$$

### Example 5.9

Calculate the transmission and the solar heat gain in a room on an intermediate floor of a building , located in Cairo. The room being 10m x5mx3m high, on the corner of the building with the longer of the two walls facing 20° East of South and the other wall facing 70° West of South.

A 6m × 2.5m high double window blinds is located in the longer wall.

Data thermal resistance of wall = 0.53m<sup>2</sup>K/W. U – value of window = 3.3 W/ m<sup>2</sup>. C°, Inside and outside surfaces convective heat transfer coefficients are 8 & 11W/ m<sup>2</sup>K, respectively. Outside air temperature t<sub>2</sub> = 27C°. Room temperature t<sub>1</sub> = 20C°. Solar azimuth = 135° West North. Absorption coefficient of wall a = 0.8. Solar gain factor for double- glassed window with internal venation blinds = 0.46.

بالرجوع إلى Fig 5. 15 نعين الزاوية السميتية Solar Azimuth

$$\gamma = 360^\circ - 135^\circ = 225^\circ$$

زاوية الحائط السميتية للجانب A وذلك بدوران الزاوية عكس عقارب الساعة إلى المحور الشمالي

$$\delta_A = 180^\circ - 20^\circ = 160^\circ$$



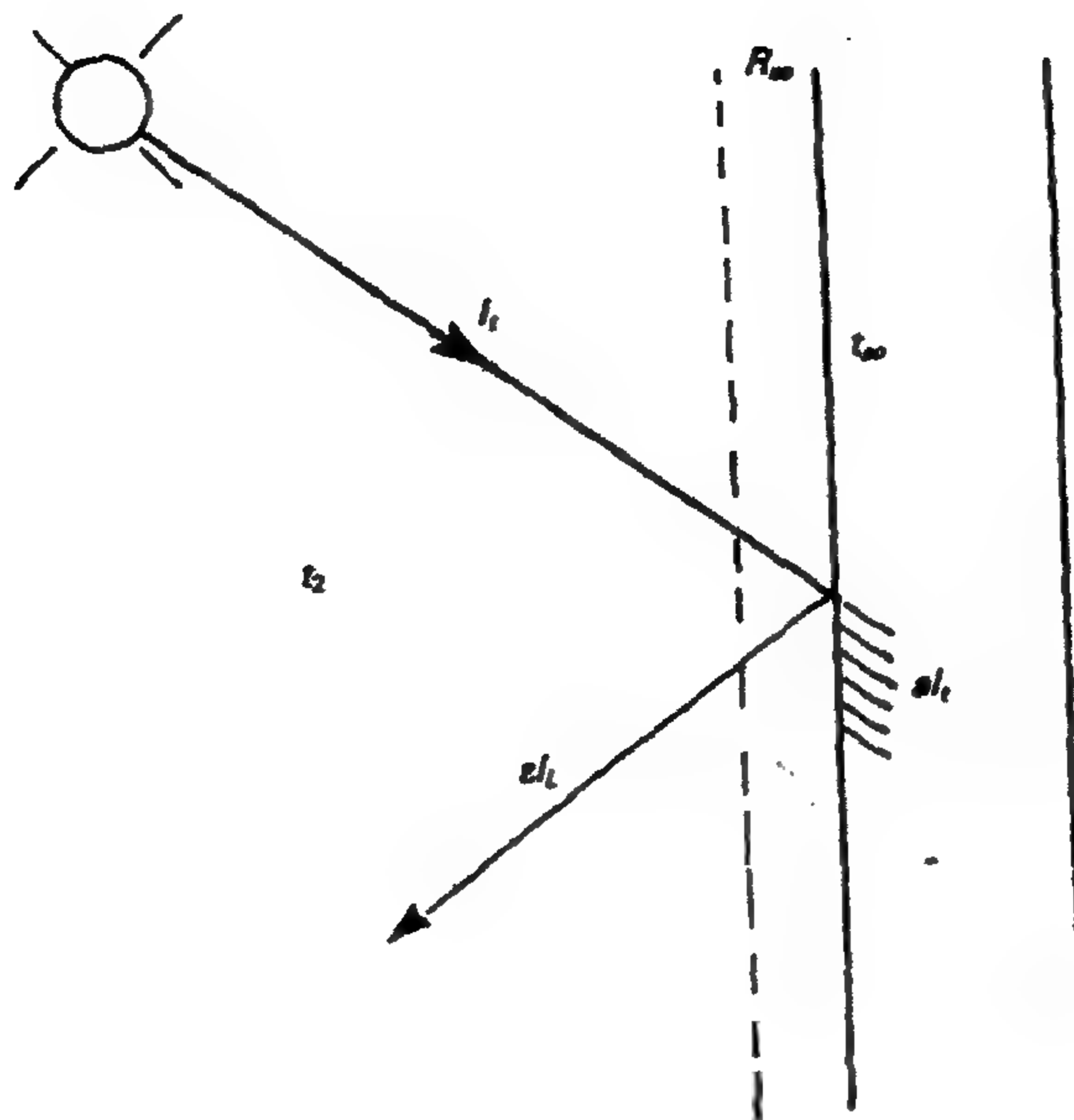


Figure 5.14 Representation of the sol-air components

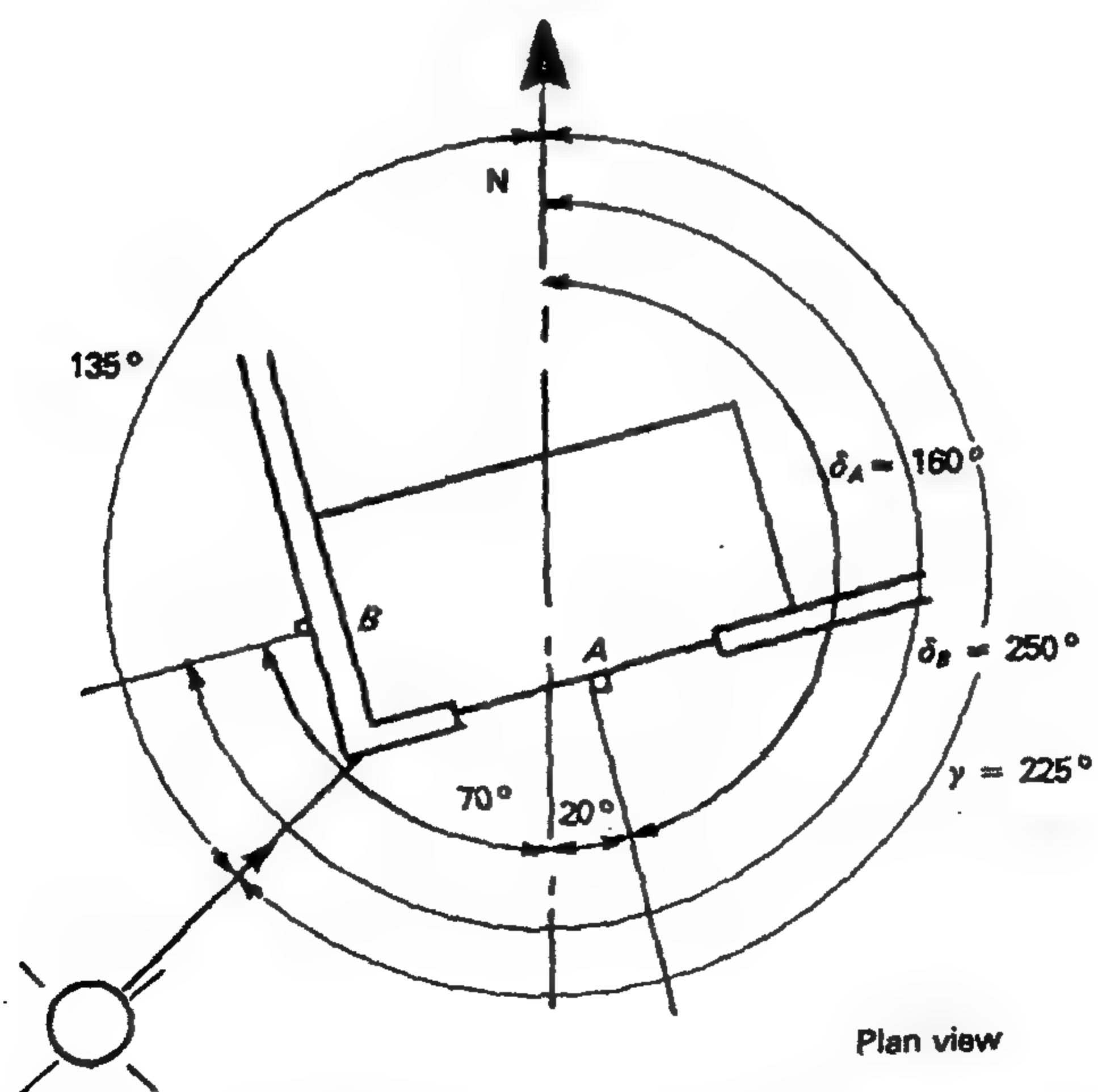


Figure 5.15 Plan view of solar angles in Example 5.

زاوية الحائط السمتية للجانب B

$$\delta_B = 180^\circ + 70^\circ = 250^\circ$$

زاوية الحائط الشمسية solar - wall angle

وهي الفرق المطلق بين الزاوية السمتية  $\gamma$  وزاوية الحائط السمتية  $\delta$

$$\alpha_A = |\gamma - \delta_A| = |225 - 60^\circ| = 65^\circ \quad \text{للحائط A}$$

$$\alpha_B = |\gamma - \delta_B| = |225 - 250| = 25^\circ \quad \text{للحائط B}$$

بمعلومية زاوية ارتفاع الشمس  $\beta = 70^\circ$

$$I_{dH} = 335 \text{ W/m}^2 \quad \text{من Table 5. 11 الأشعاع الشمسي المشتت الأفقي}$$

$$I_{DH} = 855 \text{ W/m}^2 \quad \text{من Table 5. 12 الأشعاع المباشر الأفقي}$$

حيث أن مدينة القاهرة ترتفع عن سطح البحر بـ 100 m فإن  $k_a = 1$

حيث أن مناخ مدينة القاهرة متوسط الحرارة

$$k_D = 0.5, \quad k_d = 1, \quad k_r = 0.2$$

شدة أشعة الشمس الأفقية

$$I_{tH} = k_s (k_D I_{DH} + k_d I_{dH})$$

$$= 1 (0.5 \times 855 + 1 \times 335) = 762.5 \text{ W/m}^2$$

وبمعلومية  $\alpha = 65^\circ$  ،  $\beta = 70^\circ$  من Table 5.13 نحصل على

$$I_{DV} = 130 \text{ W/m}^2, \quad \& \quad I_{dv} = \frac{1}{2} I_{dH} = 167.5 \text{ W/m}^2 \quad \text{للحائط A}$$

للحائط B بنفس الطريقة عند  $\alpha = 250^\circ$  ،  $\beta = 70^\circ$

$$I_{Dv} = \frac{295 + 270}{2} = 282.5 \text{ W/m}^2, \quad \& \quad I_{dv} = \frac{1}{2} I_{dH} = 167.5 \text{ W/m}^2$$

شدة الأشعة الرأسية للحائط A

$$I_n = k_a (k_D I_{DV} + k_d I_{dv} + 0.5 k_r I_t)$$

$$= 1 (0.5 \times 130 + 1 \times 167.5 + 0.5 \times 0.2 \times 762.5) = 308 \text{ W/m}^2$$

شدة أشعة الشمس الرأسية للحائط B

$$I_{n(B)} = 1.0 (0.5 \times 282.5 + 1 \times 167.5 + 0.5 \times 0.2 \times 762.5) = 385 \text{ W/m}^2$$

للحائط A مساحة الشباك

$$A_{win} = 6 \times 2.5 = 15m^2$$

$$A_w = 10 \times 3 - 15 = 15m^2$$

$$\begin{aligned} q_{(so+tr)} &= S A I_{DV} + SA (I_{dv} + I_E) + UA (t_2 - t_1) \\ &= SA I_{tr} + UA (t_2 - t_1) \\ &= 0.46 \times 15 \times 308 + 3.3 \times 15 (27 - 20) = 2471.7 W \end{aligned}$$

لحساب الحرارة بتأثير الشمس وتأثير فرق درجة الحرارة ( $t_2 - t_1$ )

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = 1 / \left( \frac{1}{8} + 0.53 + \frac{1}{11} \right) = 1.34 \quad W/m^2 C \quad \text{نحسب أولا } U \text{ للحائط } A$$

درجة الحرارة  $t_{so}$  من المعادلة

$$t_{so} = t_2 + R_{so} \cdot a \times I_{tr} = 27 + \frac{1}{11} \times 0.8 \times 308 = 49.4C^\circ$$

$$\begin{aligned} q_{(so+tr)} &= U \cdot A (t_{so} - t_1) \\ &= 1.34 \times 15 (49.4 - 20) = 590.94W \end{aligned}$$

$$A_{wall} = 5 \times 3 = 15m^2 \quad \text{للحائط } B$$

$$t_{so} = 27 + \frac{1}{11} \times 0.8 \times 385 = 55C^\circ$$

$$q_{(so+tr)} = 1.34 \times 15 \times (55 - 20) = 703.5 W$$

الحرارة الكلية المكتسبة بتأثير فرق درجات الحرارة والأشعاع الشمسي. هي الحرارة خلال للزجاج والحرارة خلال الحائط A والحائط B

$$q_t = 2471.7 + 590.94 + 703.5 = 3746 W$$

## 5.5 حرارة التسرب والتهوية *5.5 Infiltration and Ventilation Load*

**التسرب Infiltration** يعرف التسرب بأنه الدخول الحر الغير متحكم فيه للهواء الخارجى مباشرة إلى المكان وذلك بتأثير الرياح أو تيارات الحمل كنتيجة لاختلاف درجة حرارة الهواء الخارجى والداخلى. هذا الدخول يتم خلال الفتحات والشقوق ونتيجة وجود الأبواب والشبابيك.

**التهوية Ventilation** تعرف التهوية أنها بالدخول المقصود للهواء الخارجى للمكان غالبا بوسائل ميكانيكية.

فى المباني التجارية والمؤسسات وأماكن الإقامة من المناسب التحكم فى دخول الهواء الخارجى وذلك بغرض تحقيق التهوية المناسبة والاقتصاد فى استخدام الطاقة .

حيث أن التسرب Infiltration يتعذر التحكم فيه فإنه يمكن تقليله وذلك باستخدام الدهاليز فى مداخل المباني Vestibules أو أبواب دوارة Revolving doors وكذلك بأحكام النوافذ والأبواب أو باستخدام ستائر عازلة.

بصرف النظر عن طريقة دخول الهواء الخارجى إلى المكان المكيف فإنه يعمل على تغيير درجة حرارة ورطوبة المكان مما يستدعى الأخذ فى الاعتبار التغير فى الحرارة المحسوسة أو الكامنة كما يلى :

حمل الحرارة المحسوسة للتهوية Ventilation Sensible Heat Load

$$q_{v(s)} = m_a \cdot C_p \Delta t_{o-i} \quad (5.21)$$

حمل الحرارة الكامنة للتهوية Ventilation Latent Heat Load

$$q_{v(l)} = m_a \times \Delta W_{o-i} h_{fg} \quad (5.22)$$

حيث  $m_a$  معدل تدفق كتلة الهواء

$$m_a = \rho Q \quad \text{kg/s} \quad (5.23)$$

$\rho$  كثافة الهواء  $\text{kg/m}^3$

$Q_a$  معدل التدفق الحجمى للهواء  $\text{m}^3/\text{s}$

$C_p$  السعة الحرارية للهواء  $C_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{C}$

$\Delta t$  فرق درجة الحرارة ( الخارجى - الداخلى )  $^\circ\text{C}$

$\Delta W$  فرق نسبة الرطوبة للهواء ( الخارجى - الداخلى )

$h_{fg}$  الحرارة الكامنة النوعية للهواء

ونظرا لصعوبة تحديد كمية الهواء اللازمة فإنه تستخدم طرق معدلات التهوية لتحديد معدل التدفق

الحجمى للهواء  $Q, \text{m}^3/\text{s}$  وبالتالى كتلة الهواء  $m_a \text{ kg/s}$  كالتالى :

### 5.5.1 Air - change method

### 5.5.1 طريقة تغيير الهواء

هذه الطريقة تعتمد على الخبرات المتراكمة التي تضع معيارا لعدد مرات تغيير هواء المكان طبقا لنوعية المكان والنشاط الذي يمارس فيه .

$$Q = \frac{V \times N}{3600} , \quad m^3/s \quad (5.23)$$

حيث V حجم المكان  $m^3$

N عدد مرات تغيير هواء المكان يمكن الحصول على هذا المعدل من Table (5.18)

### 5.5.2 Crack method.

### 5.5.2 طريقة الشقوق

الشقوق تقاس عادة حول إيطار (محيط) الشبابيك القابلة للفتح خلال هذه الشقوق ينفذ الهواء الخارجى إلى الداخل - هذا يتطلب معرفة تصميم الشبابيك الخاصة بالمبنى - ولهذا تستخدم هذه الطريقة عندما يكون مخطط تركيب الشبابيك معروفا وفى العادة هذه الطريقة تهمل الأبواب وبعض الفتحات الإنشائية.

تقدر معدل تسرب الهواء  $Q \text{ } m^3/s$

$$Q = \sum_{i=1}^n P_{wi} \times \zeta_{wi} \times 10^{-3}, \quad m^3/s \quad (5.25)$$

حيث  $P_{wi}$  عبارة من محيط الشباك , m

$\zeta_{wi}$  معدل التسرب خلال المتر الطولى من الشقوق مقدر بـ L/s ويتوقف على تصميم الشباك على سرعة الهواء المحيط بالشباك ويمكن الحصول عليه من (Table 5.19)

### 5.5.3 Occupancy ventilation rate

### 5.5. معدل التهوية لشاغلي المكان

معدل التهوية لشاغلي المكان يتوقف على استخدام المكان وكذلك على مستوى التدخين فى المكان نعين بالمعادلة

$$Q = n \times \left( \frac{L}{s.per} \right) \times 10^{-3}, \frac{m^3}{s} \quad (5.26)$$



**Table 5.18 Air- Change rate N/h for Infiltration Air**

Type of building	Air infiltration rate (per hour)	Type of building	Air infiltration rate (per hour)
Assembly halls, lecture halls	$\frac{1}{2}$	Hotels:	
Banking halls:		bedrooms (standard)	1
large (height > 4 m)	1	bedrooms (luxury)	1
small (height < 4 m)	$1\frac{1}{2}$	public rooms	1
		corridors	$1\frac{1}{2}$
Bars, canteens and dining rooms	1	Law courts	1
Churches and chapels:		Libraries:	
up to 7000 m <sup>3</sup>	$\frac{1}{2}$	reading room	
> 7000 m <sup>3</sup>	$\frac{1}{2}$	(height < 4 m)	$\frac{2}{3}$
vestries	1	stack rooms	$\frac{1}{2}$
		store rooms	$\frac{1}{2}$
Dining and banqueting halls	$\frac{1}{2}$	Offices:	
Flats, residences and hostels:		general	1
living rooms	1	private	1
bedrooms	$\frac{1}{2}$	Restaurants and tea shops	1
bed-sitting rooms	1		
bathrooms	2	Schools and colleges:	
lavatories and cloakrooms	$1\frac{1}{2}$	classrooms	2
entrance halls and foyers	$1\frac{1}{2}$	lecture rooms	1
public rooms	1	studios	1
Hospitals:		Shops and showrooms:	
operating theatre suite	$\frac{1}{2}$	small	1
		large	$\frac{1}{2}$
		department store	$\frac{1}{2}$
		Swimming baths:	
		changing rooms	$\frac{1}{2}$
		bath hall	$\frac{1}{2}$

*Table 5.19 Infiltration Rates ( Crack Method)*

Type of window	Remarks	Wind velocity m/s					
		2.5	5.0	7.5	10	12.5	15
Double hung wood sash windows, unlocked.	around frame in masonry wall, not calked	9.8	24.6	41.4	55.9	82.1	107.8
	around frame in masonry wall, calked	2.9	5.7	7.8	10.4	13.3	15.6
	around frame in wood frame construction	6.5	18.7	33.9	51.3	70.0	93.3
	total for average window, non-weatherstripped, 1.5 mm crack and 1.5 mm clearance; includes wood frame lockage	18.8	64.7	119.0	181.2	244.5	311.0
	ditto, weatherstripped	13.5	38.3	72.0	108.7	148.2	191.6
	total for poorly fitted window, non-weatherstripped, 2.5 mm crack and 2.5 mm clearance; includes wood frame lockage	80.3	207.2	326.5	453.0	586.0	723.0
	ditto, weatherstripped	18.9	56.9	103.8	154.2	215.4	276.0
Double hung metal windows	non-weatherstripped, locked	58.2	116.4	181.2	248.5	323.6	398.6
	non-weatherstripped, unlocked	58.3	134.5	216.0	309.5	406.5	507.5
	weatherstripped, unlocked	19.4	56.7	94.0	136.0	180.8	222.6
Rolled section steel sash windows	industrially pivoted 1.5 mm crack	46.4	326.5	523.0	710.0	896.0	1083.0
	architectural projected 1.0 mm crack	43.1	100.4	181.8	236.5	308.5	378.5
	architectural projected 1.5 mm crack	63.4	156.6	242.0	339.0	439.0	530.0
	residential casement, 0.5 mm crack	19.2	56.9	97.4	136.0	176.0	218.4
	residential casement, 1.0 mm crack	42.8	94.8	158.2	225.8	302.2	383.0
	heavy casement section, projected 0.5 mm crack	9.8	30.3	52.9	81.9	111.9	144.9
	heavy casement section, projected 1.0 mm crack	23.8	68.3	113.2	163.2	218.0	271.8
Hollow metal	vertically pivoted window	93.2	246.6	406.0	577.0	738.0	902.0

حيث  $n$  عدد الأشخاص المتواجدين في المكان (L/s. per) معدل التهوية للشخص الواحد في الثانية مقدرة باللترات . ويمكن الحصول عليه في Table 5.20

#### 5.5.4 معدل التهوية لمساحة المكان *Space area ventilation rate*

ففي بعض الأحيان قدي يلجأ المهندسون لحساب معدل الهواء الخارجي تأسيساً على مساحة أرضية الغرفة أو المكان ويعبر عنها بالمعادلة :

$$Q_v = A_f \times \left( \frac{L}{s.m^2} \right), \quad m^3/s \quad (5.27)$$

حيث  $A_f$  مساحة أرضية المكان بالمتري المربع

$L/(s.m^2)$  معدل التهوية للمتر المربع الواحد في الثانية ويمكن الحصول عليه في Table 5.20 مما سبق يتضح أنه توافرت البيانات اللازمة بحسب معدل التهوية بالطرق الأربعة السابقة شرحها ويؤخذ في الاعتبار أكبر قيمة .

#### **Example 5.10**

A lecture theater of  $18.73m \times 8.5m \times 3.4m$  height is to be maintained at  $25C^\circ db$  and  $18C^\circ wb$  . the outdoor conditions are  $35C^\circ db$  &  $40\% RH$ . The theater has 3 aluminum – glass windows of  $4.95m \times 1.25m$  dimension each. The theater services 112 person. Calculate.

I. The maximum outdoor air requirement using the following methods:

- air change method
- space area method
- crack method.
- occupancy ventilation rate method.

II. Ventilation heat gain

أولاً : طريقة تغيير هواء المكان

$$Q = \frac{W \times b \times h \times N}{3600} \quad m^3/s$$

$$= \frac{18.73 \times 8.52 \times 3.4 \times 0.5}{3600} = 0.075 m^3/s$$

من Table 5. 17 عدد مرات تغيير الهواء في الساعة:  $N=0.5$

ثانيا : طريقة مساحة المكان

من Table 5. 20 معدل تهوية المكان للمتر المربع في الثانية :  $L/(s.m^2) = 5$

$$Q_a = A_f \times L / (s.m^2) \\ = (18.73 \times 8.52) \times 5 \cdot 10^{-3} = 0.79 m^3/s$$

ثالثا: طريقة معدل التهوية لشاغلي المكان

$$Q = n \times \frac{L}{(s.per)}$$

من Table 5. 20 معدل التهوية للشخص الواحد في الثانية :  $n = 112 \text{ \& } L/s. Per = 3.5$

$$Q_a = 112 \times 0.0035 = 0.392 m^3/s$$

رابعا طريقة الشقوق :

$$Q_a = \sum P_{wi} \times \zeta_{win}$$

من Table 5.19 معدل التسرب للمتر الطولي في الثانية:  $\zeta = 0.0098 m^3/s m$

$$\sum P_w = 3 [2(4.95 + 1.25)] = 37.2 m$$

$$Q_a = 37.2 \times 0.0098 = 0.364 m^3/s$$

نختار أكبر قيمة هي :  $Q_a = 0.79 m^3/s$

حرارة التهوية المحسوسة  $q_{v(s)}$

$$q_{v(s)} = Q \cdot \rho \cdot C_p (t_o - t_i) \\ = 0.79 \times 1.2 \times 1.005 \cdot 10^3 (35 - 25) = 9527 w$$

حرارة التهوية الكامنة  $q_{v(l)}$

$$q_{v(l)} = Q \cdot \rho (W_o - W_i) \times h_{fg} \\ = 0.79 \times 1.2 (0.0142 - 0.010) \times 2450 \cdot 10^3 = 9763 W$$

حيث من خريطة السيكرومتري

$$W_i = 0.01 \text{ kg wv / kg d.a , } \quad \& \quad W_o = 0.0142 \text{ kg wv / kg d.a}$$

**Table 5.20 Ventilation Rates for Occupancy and Space Area**

<i>Application</i>	<i>Smoking</i>	<i>L/(s. person)</i>		<i>Space area L/(s.m<sup>2</sup>)</i>
		<i>Recommended</i>	<i>Minimum</i>	
Apartment				
Average	Some	9.4	4.7	2
Deluxe	Some	9.4	4.7	2
Banking space	Occasional	4.7	3.5	1.0
Barber shops	Considerable	7.0	4.7	1.35
Beauty parlors	Occasional	4.7	3.5	
Brokers board rooms	Very heavy	23.5	9.7	5.2
Cocktail bars	Very heavy	19	12	4.0
Corridors				1.3
Department stores	None.	3.5	2.4	0.26
Director room	Extreme.	24	14	4
Drug stores	Considerable	4.7	3.5	1.0
Hotel rooms	Heavy	14	12	1.72
Kitchens				10
Restaurant		10	7.5	21
Residence		9	7	10.4
Laboratories	Some	9.4	7	2
Meeting room	Very heavy	24	14	6.5
Offices				
General	Some	7	4.7	1.35
Private	None	12	7	1.35
Private	Considerable	14	12	1.35
Cafeteria	Considerable	5.6	4.7	1.0
Dinning room	Considerable	7	5.6	1.35
School room	None	4.7	3.5	3
Shop, retail	None	3.5	2.4	3
Theater	Some	7	4.7	5
Toilets (exhaust)				10.4



## 5.6 Occupancy Heat Gain

## 5.6 حرارة شاغلي المكان

تتحقق راحة الإنسان في المكان عندما تتعادل الحرارة المتولدة في جسم الإنسان مع الحرارة المنبعثة منه للمكان . الحرارة تنبعث من جسم الإنسان نتيجة فرق درجة حرارة الجسم ( $37^{\circ}\text{C}$ ) وحرارة المكان ( لا تزيد عن  $27^{\circ}\text{C}$ ) وتتراكم في المكان وتعمل على رفع درجة حرارته. هذه الحرارة تعتبر حرارة محسوسة . شاغلوا المكان أيضا يفرزون العرق الذي يتبخر من جسم الإنسان فيزيد بذلك مكون الرطوبة الذي يجعل تكثيفها للتخلص منها أمرا حتميا . الحرارة المصاحبة لذلك هي حرارة كامنة. كمية الحرارة المنبعثة من جسم الإنسان تعتمد بالدرجة الأولى على النشاط الذي يقوم به شاغلوا المكان. أما مقدار كل منهما فيعتمد كذلك على درجة حرارة المكان وفترة تواجدهم . حيث أنه بارتفاع درجة حرارة المكان يزداد مقدار مكون الحرارة الكامنة ويمكن الرجوع إلى Table 5.21 هذا المكون بحسب حمل التبريد فقط.

Table 5.21 Heat Emission for human body, (W/per)

Application		Sensible(s) and latent (l) heat emissions, W, at the stated dry-bulb temperatures, °C											
Degree of activity	Typical	Total	15		20		22		24		26		
			(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)	
Seated at rest	theatre, hotel lounge	115	100	15	90	25	80	35	75	40	65	50	
Light work	office, restaurant*	140	110	30	100	40	90	50	80	60	70	70	
Walking slowly	store, bank	160	120	40	110	50	100	60	85	75	75	85	
Light bench work	factory	235	150	85	130	105	115	120	100	135	80	155	
Medium work	factory, dance hall	265	160	105	140	125	125	140	105	160	90	175	
Heavy work	factory	440	220	220	190	250	165	275	135	305	105	335	

وتقدر الحرارة المحسوسة  $Q_{p(s)}$  والكامنة لشاغلي المكان (n) من الأشخاص بالمعادلات .

$$q_{p(s)} = n \times (W/per)_s \quad W \quad (5.28)$$

$$q_{p(l)} = n \times (W/per)_l \quad W \quad (5.29)$$

حيث  $(W/per)_s$  ،  $(W/per)_l$  معدل الحرارة المحسوسة والكامنة المنبعثة من الشخص الواحد

وتقدر من Table 5.21

### Example 5.11

An office has four typists and an overseer, together with two messenger.

Estimate the occupancy heat gain if the space temperature is 24C°.

أولاً : يجب تحديد نوع النشاط فنجد أن Typist يقوم بعمل خفيف والحرارة المنبعثة منه عند

$$(W/per)_s = 80 \text{ W} \quad , \quad (W/per)_l = 60 \text{ W} \quad \text{هي} \quad t = 24C^\circ$$

ثانياً : المراقب يمشى ببط من Table ( 5.21)

$$(W/per)_s = 85 \text{ W} \quad , \quad (W/per)_l = 75 \text{ W}$$

ثالثاً : السعادة يقومون بعمل خفيف

$$(W/per)_s = 100 \text{ W} , \quad (W/per)_l = 135 \text{ W}$$

حرارة الأشغال الكلية  $q_p$

$$q_{p(s)} = 4 \times 80 + 1 \times 85 + 2 \times 100 = 605 \text{ W}$$

$$q_{p(l)} = 4 \times 60 + 1 \times 75 + 2 \times 135 = 585 \text{ W}$$

## 5.7 Lighting Heat Gain      5.7 الحرارة المكتسبة من الإضاءة

الحرارة المكتسبة من الإضاءة الصناعية يمكن تعيينها للحالات الآتية:

أولاً : نظام قائم (*An existed system*) يمكن تعيين حرارة الإضاءة  $Q_L$  التي يكتسبها

المكان (صيفاً) بحصر قدرات المصابيح المركبة فعلاً من المعادلة

$$q_{L(s)} = \sum_{i=1}^n I_{lum} + 1.25 \sum_{i=1}^n I_F \quad (5.30)$$

حيث  $I_{lum}$  قوة المصابيح ذو الفتيل tungsten أو الزئبقية mercury W.

$I_F$  قدرة لمبات الفلورسنت أما المعامل 1.25 يعبر عن تأثير مقاومة كابح التيار .

ثانياً : نظام إضاءة جديدة *New lighting system* في هذه الحالة يمكن تقدير

حرارة الإضاءة تقريباً في المعادلة .

$$q_{Li(s)} = A_f \times L_i \quad W \quad (5.31)$$

حيث  $A_f$  مساحة أرضية المكان بالمتر المربع

$L_i$  كثافة الإضاءة للمكان للمتر المربع وهذه المعدلات يمكن الحصول عليها من

Table 5.22. حرارة الإضاءة كلها محسوسة وتحسب لحمل التبريد فقط .

**Table 5.22 Typical Lighting Power Density. ( $W/m^2$ )**

Building type	$L_i$ , $W/m^2$
Office	19-25
Store spaces	28-33
Shopping small malls	11-17
Fast food restaurant	14-22
Warehouse storage	11-17
Library	24-29
Public assembly	17-22
Hospital	26-29

## 5.8 حرارة المعدات والموتورات

### 5.8 Motors and Equipment Heat Gain

المراوح وكثير من الآلات والماكينات تدار بواسطة الموتورات من خلال صندوق تروس أو سير ناقل أو من خلال وداعة Coupling انخفاض كفاءة هذه الموتورات ناتج عن فقدان الطاقة الكهربائية خلال الدوران أو نتيجة الفقد الميكانيكي بالاحتكاك. هذا الفقد في الطاقة يكون حرارة يكتسبها المكان. يمكن تقدير الحرارة التي يكتسبها المكان في الحالات الآتية :

(I) إذا كانت المعدة المدارة والموتور داخل المكان

$$q_E = \Sigma P / \eta_i \quad W \quad (5.30)$$

*Table 5.23 Sensible and Latent Heat Emissions From Standard appliances*

Appliances	Dimensions (mm × mm × mm)	Heat output (kW)	
		Sensible (s)	Latent (l)
COMPUTERS			
small display	1620 × 1850	0.5	
small printers	700 × 1200	0.7	
medium printers	700 × 1200	1.1	
store-medium disc	850 × 2200	5.8	
ELECTRICAL COOKING			
coffee brewers 2.5 litre		0.3	0.1
grill, meat	360 × 360	1.2	0.6
toaster, continuous	380 × 380	1.5	0.4
toaster, pop-up	150 × 280	0.7	0.2
MISCELLANEOUS			
hair dryer, blower		0.7	0.1
hair dryer, helmet		0.6	0.1
permanent wave machine		0.3	0.1
pressurised instrument washer/steriliser	270 × 270 × 541	3.5	7.0
steriliser, dressing	400 × 600	2.8	2.6
steriliser, water 45 litre		1.2	4.8
steriliser, instrument	250 × 300 × 900	3.0	2.7
GAS APPLIANCES			
grill-top burner	560 × 360 × 430	4.4	1.1
stove per m top surface		11.0	11.0
large Bunsen burner		1.0	0.3

*Table 5.24 Average Efficiencies for Electric Motors*

Motor output rating		Average values for motor efficiency ( $\eta_m$ )			
		d.c.	a.c.		
h.p.	kW		Single phase	Two phase	Three phase
1	0.75	0.76	0.65	0.73	0.74
5	3.75	0.83	0.78	0.84	0.85
10	7.50	0.86	0.81	0.87	0.88
20	15	0.88	0.83	0.88	0.90
50	38	0.90	0.85	0.91	0.91
75	56	0.92	0.86	0.92	0.92

حيث P قدرة المعدة بالوات يمكن الحصول على بعض قيم المعدات الأكثر استعمالا من

Table 5. 23

$\eta$  كفاءة الموتور ويمكن الحصول عليها من Table 24 طبقا لنوع التيار الكهربائي (مباشر أو متردد ) وكذلك عدد الأوجه ( Phase ) وقدرة الموتور .

(II) إذا كانت الموتور خارج المكان والمعدة المدارة داخل المكان .

$$q_E = \Sigma P \quad (5.33)$$

(III) إذا كان الموتور داخل المكان والمعدة المدارة خارج المكان

$$q_E = \left( \frac{1-\eta}{\eta} \right) P \quad (5.34)$$

الحرارة السابقة كلها حرارة محسوسة وتحسب في حالة التبريد فقط .

(IV) حرارة معدات الطهي ( Cooking Equipment )

حرارة معدات التجميل وأفران الغاز Gas appliances بجانب الحرارة المحسوسة تشع أيضا

حرارة كامنة كما هو واضح في Table 5.23 .

(V) مكاتب تحت الإنشاء يمكن حساب الحرارة المعدات تأسيسا على مساحة أرضية المكان

كالتالي:

$$q_E = A_f \times W/m^2 \quad (5.35)$$

حيث  $W/m^2$  هي معدل قدرة المعدات لكل متر مربع لمساحة الأرضية كما في Table 5. 25

Table 25 Equipment Heat Gain Rate,  $W/m^2$

Type of work Environment	$W/m^2$
General office with only a few typewriters , computers	2.8-11
Offices where most workers have P/C	11-33
Room dedicated to large main frame Computers	166-555
Laboratories	55-220
Manufacturing Plant	55-500



## 5.9 حساب حمل التبريد والتدفئة 5.9 Heating and Cooling Loads

**أولاً: حساب حمل التبريد Cooling load calculation** عند حساب حمل التبريد يؤخذ

في الاعتبار مصادر الحرارة الآتية:

- I- انتقال الحرارة خلال الجدران **Transmission through wall** المقصود بالجدران الحوائط والأبواب والأرضية والسقف والنوافذ وهذا الحمل نتيجة فرق درجة الحرارة داخل وخارج المكان. هذه الحرارة كلها محسوسة.
- II- حمل المسالك **Duct Heat Load** يتم حساب الحرارة المكتسبة خلال حركة الهواء بالمسالك بواقع 10% من إجمالي الحرارة المكتسبة خلال الجدران. وهي كلها حرارة محسوسة
- III- حمل حرارة بتأثير الأشعاع الشمسي **Solar radiation load** وذلك بحساب الحمل الحراري الناتج في تأثير على أشعة الشمس ويتم ذلك بالأسلوب التالي:
  - 1- يتم حساب كثافة (شدة) الأشعاع الشمسي سواء على الأسطح الأفقية أو الرأسية وذلك بمعلومية زوايا الشمس الرئيسية للمكان والظروف المناخية وكذلك موقع المكان بالنسبة لمستوى البحر وكذلك للزجاج.
  - 2- يتم حساب الحرارة المكتسبة من الأشعاع الشمسي على الجدران والأسقف المعرضة مباشرة للأشعاع الشمسي.
  - 3- يحسب تأثير الشمس على الزجاج.
  - 4- يؤخذ أكبر تأثير على حائط واحد (يشمل أيضا الزجاج) والسقف إذا كان معرضا تعريضا مباشرا للسقف هذه الحرارة كلها محسوسة.
- IV- حساب حمل التهوية أو التسرب **Infiltration & Ventilation load** يتم حساب حمل التهوية وذلك أولا بتقدير أكبر كمية لازمة من الهواء الخارجي من خلال معدلات التهوية المعروفة وهي: عدد مرات تغيير هواء المكان **Air change method** خلال الشقوق **crack**، معدل التهوية لمساحة الأرضية **Floor area rate** وكذلك معدلات التهوية لشاغلي المكان **Occupancy ventilation rate** واختيار أكبر كمية هواء محسوبة من الطرق السابقة يتبع ذلك حساب الحرارة المحسوسة وكذلك الحرارة الكامنة.

٧- حرارة شاغلي المكان *Occupancy Heat Gain* تحسب كمية الحرارة المكتسبة من شاغلي المكان على أساس أكبر تواجد للناس ومستوى النشاط الإنساني في هذا المكان. هذه الحرارة محسوسة وكامنة.

٦- حرارة الإضاءة *Lighting Load* يتم حساب قدرة اللامبات الموجودة حسب نوعها إذا كان نظام الإضاءة قائمة وإن يكن كذلك يؤخذ في الاعتبار المعدلات اللازمة للإضاءة طبقاً لاستخدام المكان. حرارة الإضاءة كلها محسوسة.

٧- حرارة المعدات *Equipment Load* إذا كانت الحرارة منبعثة من الموتورات أو المعدات فهي حرارة محسوسة أما إذا كانت الحرارة منبعثة من معدات طهي فهي حرارة محسوسة وحرارة كامنة .

وأخيراً يتم جمع كل من الحرارة المحسوسة والكامنة من المصادر المختلفة ثم يتم حساب معامل الحرارة المحسوسة SHF.

**ثانياً : حساب حمل التدفئة *Heating load calculation* يتكون حمل التدفئة من العناصر الآتية فقط**

I- حرارة مفقودة من المكان خلال الجدران *Transmission heat loss* نتيجة فرق درجة الحرارة داخل وخارج المكان . ويؤخذ في الاعتبار الأبواب والنوافذ والأسقف والأرضيات هذه الحرارة كلها محسوسة .

II- فقد حراري نتيجة حركة الهواء خلال المسالك *Duct heat loss* هذه الحرارة تقدر بحوالي 10% من المكون السابق وهذا المكون حرارة محسوسة فقط.

III- حرارة التهوية والتسرب *Ventilation & Infiltration heat loss* حرارة مفقودة نتيجة التهوية والتسرب وتلك عبارة عن حرارة محسوسة وكامنة ويتم تقديرها كما سبق مبيناً في حمل التبريد.

يتم بعد ذلك حساب الحرارة المحسوسة الكلية والحرارة الكامنة الكلية من المصادر المختلفة ويتم حساب معامل الحرارة المحسوسة SHF.

قد يتطلب الأمر حسابات سريعة أولية بغرض تحديد أقتصاديات مشروع لتكييف هواء مبنى. لتحقيق ذلك يمكن عمل الحسابات السريعة لأحمال التبريد التقريبية بالإستعانة بمعدلات التبريد

الواردة في Table 5.26 للمباني المختلفة طبقاً للأنشطة وعلى ضوءها يتم تحديد قدرة المعدات اللازمة لذلك.

**Table 5.26 Building cooling load Rate**

<b>Building application</b>	<b>W/m<sup>3</sup></b>
<b>I Loop Buildings :</b>	
Outer zone with glass area of	
25%	94
50 %	132
75	150
Internal zone	86
Conference hall	150-190
Computer hall	190-380
<b>II Hoteles</b>	
Single person room	1.7 kW/ per room
Double person room	2.6 kW/per room
Public room	114-190
Resturant	150 -265
Cafeteria	150-190
<b>III Malls</b>	132 -150
Underground and first floors	
Second and upper floors	94 - 132
<b>IV SHOPS</b>	150
<b>V Bank hall</b>	132-176
<b>VI Flat</b>	76-94
<b>VII Theater</b>	0.18 kW/ Per a seating person
<b>VIII One - stage Buildings</b>	
Motele	76-94
General purpose shop	94-132

### Example 5.11

An educational theatre is located in a Faculty of Engineering at Alexandria. The dimensions of the theatre are shown in Fig 5.16. The southern side is facing to the outside of the building, while the northern side is facing to a corridor which temperature is  $29^{\circ}\text{C}$ . The space above-ceiling temperature is  $29^{\circ}\text{C}$ . The inside conditions are :  $25^{\circ}\text{C}$  db. And  $18^{\circ}\text{C}$  wb. The ambient conditions are: summer  $35^{\circ}\text{C}$  db and  $24^{\circ}\text{C}$  wb. and winter are  $10^{\circ}\text{C}$  db & 40% RH. The U- values for walls, ceiling, floor, glass and doors are 1.61, 1.74, 1.74 5.9 and  $2.09, \text{W/m}^2\text{K}$  respectively. The ceiling height is 3.4m. Calculate the cooling and heating load for the theatre. Necessary data will be given (or assumed) throughout the solution.

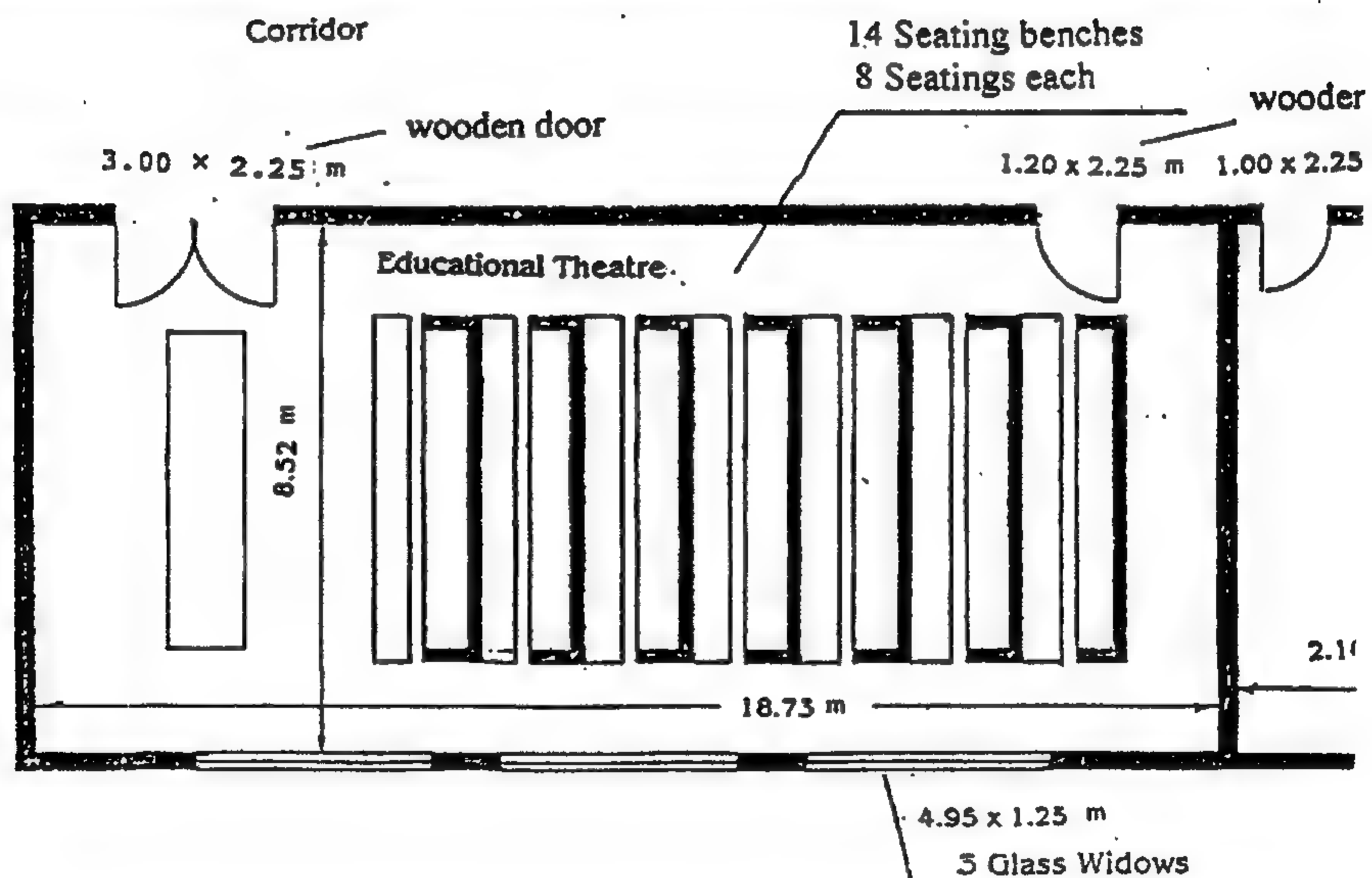


Figure 5.16 Plan of the theatre of example 5.11

## أولا حمل التبريد

I- الحرارة المتدفقة خلال الجدران Transmission load يمكن حسابها بالمعادلة  
 $q_{tr} = A \times U \times (t_o - t_{in})$

قيم الحرارة المتدفقة خلال الجدران المحسوبة بالمعادلة السابقة مع إهمال حرارة الأرضية مبينة في Table 5. 27 وهي كلها حرارة محسوسة.

**Table 5.27 : Heat Gain by Transmission for Educational Theatre**

Orientation	A		U	$t_o - t_i$	$q_{tr}$
	$m^2$		$W/m^2.C^\circ$	$C^\circ$	W
N	18.73 x 3.4-(3x2.25+1.2x2.25)	52.43	1.61	29-25	338
E	8.52 x 3.4	28.97	1.61	29-25	187
S	18.73 x 3.4-3(4.95x 1.25)	45.12	1.61	35-25	726
W	8.52 x 3.4	28.97	1.61	29-25	187
Ceiling	18.73 x 8.52	159.6	1.74	29-25	1111
Floor	18.73 x 8.52	159.6	1.74	0	0
Glass S	3(4.95 x 1.25)	18.56	5.9	10	109.5
Floor	3 x 2.25 + 1.2 x 2.25	9.45	2.09	4	7.9
Total					$\Sigma 3802W$

II- حرارة المسالك Duct load تقدر كمية هذه الحرارة بـ 10% من حرارة الجدران أى

أن  $q_d = 380 W$  وهي كلها حرارة محسوسة

III- حرارة مكتسبة من الأشعاع الشمسى Solar gain وتحسب بالمعادلة

$$q_{so} = U_w \cdot A_w \cdot \Delta t_s + A_g \times q_g \times SC_g \quad (A)$$

الأشعاع الشمس يكون على الجانب الجنوبي فقط. إذا فرضنا أن الأشعاع الكلى  $I_{(w)} = 385 W/m^2$  ،

معامل الامتصاص  $a = 0.65$  بذلك يمكن حساب  $\Delta t_s$  كما يلي :

$$\Delta t_s = 0.75 \frac{I \cdot a}{23.3} = 0.75 \times 385 \times 0.65 / 23.3 = 8.1 C^\circ$$



وبافتراض أن  $I_{t(g)} = 238 \text{ W/m}^2$  ,  $SC = 0.65$

بالتعويض في A نجد أن

$$q_{so} = 1.61 \times 45.12 \times 8.1 + 18.56 \times 238 \times 0.65 = 3460 \text{ W}$$

وهي كلها حرارة محسوسة

**IV- حرارة الأشغال Occupancy Load** نعين حرارة الأشغال المعادلات

$$q_{p(s)} = (W/per)_s \times n = 70 \times 112 = 7840 \text{ W}$$

$$q_{r(l)} = (W/per)_l \times n = 45 \times 112 = 5040 \text{ W}$$

$$n = 112$$

حيث  $n$  عدد الأشخاص

من Table 5.23 للأشخاص جالسون براحة في مسرح وعند درجة حرارة  $t_{db} = 25 \text{ C}^\circ$

$$(W/per)_s = 70 , (W/per)_l = 45$$

**V - حرارة الإضاءة المكتسبة Lighting heat gain** حيث أن المكان لم يجهز بعد يمكن

تقدير الحمل المكتسب من الإضاءة كما يلي :

$$q_L = A_f \times L_1 =$$

$$= (18.73 \times 8.52) \times 22 = 3509 \text{ W}$$

حيث  $L_1$  معدل الإضاءة للأماكن العامة من Table 5. 22  $L_1 = 22 \text{ W/m}^2$

وهي كلها حرارة محسوسة

**VI- حرارة التهوية Ventilation Heat Gain**

$$q_{v(t)} = m_a (h_o - h_i)$$

$$, W \quad (B)$$

حرارة التهوية الكلية

مرارة التهوية المحسوسة

$$q_{v(s)} = m_a \cdot C_p \cdot (t_o - t_{in})$$

$$, W \quad (C)$$

$$q_{v(l)} = q_{v(t)} - q_{v(s)} =$$

$$, W \quad (D)$$

حرارة التهوية الكامنة

تقدير كمية الهواء  $Q \text{ m}^3/\text{s}$  يتم حسابها بالطرق الآتية :

1- عدد مرات تغيير الهواء ( $N$ )

$$Q_a = \frac{\text{width} \times \text{length} \times \text{height} \times N}{3600}$$

من Table 5.18 نجد أن  $N = \frac{1}{2}$

$$Q_a = \frac{18.73 \times 8.52 \times 3.4 \times 0.5}{3600} = 0.075 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$m_a = \frac{Q_a}{v} = \frac{0.075}{0.8} = 0.0937 \text{ kg / s}$$

2- طريقة معدل أرضية المكان *Space area rate method*

$$Q_a = A \times (L/\text{m}^2) \times 10^{-3} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

من Table 5.20 للأماكن العامة  $L/\text{m}^2\text{s} = 1.35$

$$Q_a = 159.6 \times 1.35 \times 10^{-3} = 0.215 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_a = 0.215 / 0.8 = 0.269 \text{ kg / s}$$

3- طريقة الشقوق *Crack method*

$$Q_a = \Sigma p_{wind} \times \zeta_{wind}$$

من Table 5. 19 نجد أن عند سرعة رياح 2.5m/s للشباك المعدني  $\zeta_{win} = 6.5L/sm$

وحيث أن طول الشقوق في النوافذ الثلاثة 37.2 m

$$Q_a = 37.2 \times 19.4 \times 10^{-3} = 0.24 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_a = 0.24 \div 0.8 = 0.302 \text{ kg/s}$$

معدل التهوية لشاغلي المكان *Person ventilation rate*

$$Q_a = n [L/s. \text{ per}]$$

$$= 112 \times 3.5 \times 10^{-3} = 0.392 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_a = 0.392 \div 0.8 = 0.49 \text{ kg/s}$$

من Table 5. 20 للمسرح وللغير مدخنين نجد  $\frac{L}{s.per} = 3.5$

نأخذ في الاعتبار  $Q_a = 0.392 \text{ m}^3/\text{s}$  &  $m_a = 0.49 \text{ kg/s}$  ( أكبر كتلة وحجم هواء تهوية )

ومن خريطة السيكرومتري:  $h_o = 72 \text{ kJ/kg}$  &  $h_i = 51 \text{ kJ/kg}$

وبالتعويض في المعادلات (A,B,C) نجد أن :

$$q_{v(l)} = 0.49 (72-51).10^3 = 10348 \text{ W}$$

$$q_{v(s)} = 0.49 \times 1005 (35 - 25) = 4924 \text{ W}$$

$$q_{v(l)} = 10348 - 4924 = 5423 \text{ W}$$

**Table 5.28 Survey of Cooling Load for The Educational Theatre.**

Item	$q_s, W$	$q_L, W$	$q_t, W$
Transmission	3802	-	3802
Solar	3450	-	3450
Occupying	7840	5040	12880
Lighting	3509	-	3509
Ventilation	4924	5423	10348
Ducts	380	-	380
Total	23905	10463	34368

$$S.H.F = \frac{q_s}{q_t} = \frac{23905}{34368} = 0.70$$

**ثانياً : حمل التدفئة Heating load**

المفقد الحرارى Heat loss أو حمل التدفئة يتكون من :

I- فقد حرارى خلال الجدران Heat loss by transmission ويعين بالمعادلة

$$q_{tr} = A.U (t_{in} - t_o) , \quad W$$

مع إهمال انتقال الحرارة خلال الأرضية . قيم درجة حرارة الطرقات  $15^\circ C$  وأعلى السقف  $20^\circ C$

الحرارة المفقودة خلال الجدران مبينه فى Table 5.29

**Table 5.29 Heat Loss by Transmission**

Side	$A, m^2$		$U$ $W/m^2K$	$t_{in} - t_o$ $^\circ C$	$q_{tr}$
N	(refer to Table 5.27)	52.43	1.61	25-15=10	844
E		28.97	1.61	25-15=10	466.4
S		45.12	1.61	25-10=15	1090
W		28.97	1.61	25-15=10	466.4
ceiling		159.6	1.74	25-20=5	1389
Floor		159.6	1.74	0	0
Glass		18.56	5.9	25-10=15	1643
Door		9.45	2.09	25-15=10	198
$\Sigma q_{tr}$					6097

هذه الحرارة كلها محسوسة

## II - فقد حرارى خلال المسالك Duct heat loss

$$q_d = (10\%) q_{tr} \approx 610 \text{ W}$$

## III - حرارة مفقودة بالتهوية والتمسرب Heat loss by ventilation

إذا اعتبرنا نفس معدلات التهوية كما هي صيفا فإن معدل كتلة الهواء الخارجى  $m_a = 0.49 \text{ kg/s}$  وعليه فإن حرارة التهوية المفقودة ( الكلية )

$$q_{v(t)} = m_a (h_i - h_o) \\ = 0.49 (51 - 18) \times 10^3 = 16170 \text{ W}$$

حيث  $h_i, h_o$  من خريطة السيكرومتري لحالة الهواء الداخلى والخارجى

$$h_i = 51, \text{kJ/kg} \quad \& \quad h_o = 18 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{v(s)} = m_a \cdot c_p (t_{in} - t_o) \quad \text{حرارة التهوية المفقودة ( المحسوسة )}$$

$$= 0.49 \times 1005 (25 - 10) = 7387 \text{ W}$$

حرارة التهوية المفقودة ( الكامنة ) .

$$q_{v(l)} = q_{v(t)} - q_{v(s)} \\ = 16170 - 7386 = 8783 \text{ W}$$

الحرارة المحسوسة الكلية

$$q_s = 6097 + 610 + 7387 = 14094 \text{ W}$$

معامل الحرارة المحسوسة SHF

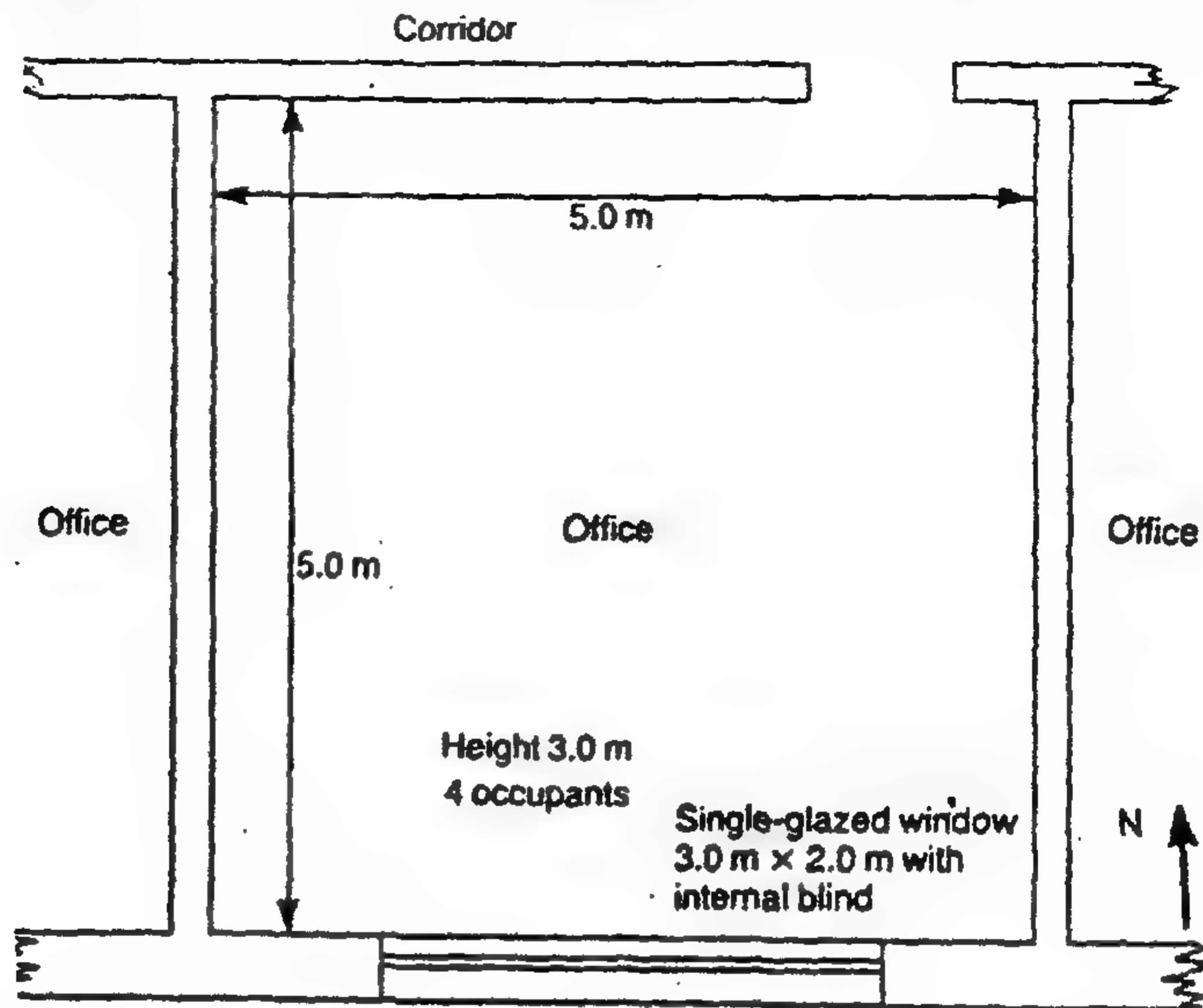
$$SHF = \frac{q_s}{q_l + q_s} = \frac{14094}{(8783 + 14094)} = 0.62$$

## **Problems**

- 5.1 Calculate the total thermal resistance and U-value of a 225mm thick brick wall located in a coastal region. If the area of the wall is  $18.6\text{m}^2$  and the inside and outside temperatures are  $21^\circ\text{C}$  and  $27^\circ\text{C}$ , respectively. Calculate the transmission heat gain through the wall.
- 5.2 A window has a resistance of  $0.002\text{m}^2\text{K/W}$  and the internal and external resistances are 0.12 and  $0.05\text{m}^2\text{K/W}$ , respectively. Calculate the total resistance and U-value of the window. If the window dimensions are 0.6m wide and 1.5m high and the inside and outside temperatures are  $21^\circ\text{C}$  and  $32^\circ\text{C}$ , respectively. Calculate the transmission heat gain through the window.
- 5.3 Calculate the total solar radiation upon a horizontal surface for a low lying rural location near Rome if the solar altitude is  $55^\circ$  and solar azimuth is  $235^\circ$ .
- 5.4 Determine the total radiation incident upon a south facing vertical surface of a wall in Baghdad if the solar azimuth is  $200^\circ$ .
- 5.5 A south facing top-floor office shown in Fig 5.17. The office is maintained in  $22^\circ\text{C}$  db and 50% RH. There are 4 sedentary occupants and two continuously used computers having power consumptions of 200W. There are 1.25 air change per hour due to the natural infiltration of outdoor air. The adjacent offices, corridors, and office below are maintained at the same temperature as the considered office. The U-values of glass, wall- ext, wall- int., floor, and roof are 3.3, 0.33, 1.7, 1.5 and  $0.4\text{W/m}^2\text{C}^\circ$ , respectively. The outside condition are  $33^\circ\text{C}$ db and 60% RH. The solar radiation intensity for



roof is  $400 \text{ W/m}^2$  while absorption factor is 0.4.  $I_{\text{glass}} = 500 \text{ W/m}^2$  and  $SC = 0.4$ . other missed data should be selected. Calculate the cooling load.



**Figure 5.17 Plan of office (problem 5.5)**

5.6 A south - facing Cairo office of 6m x6m x 3m high has a single- glazed clear flat window opening of  $10\text{m}^2$ . The surrounding rooms are all similar. There are 3 occupants emitting 90W and 4 electric items of 150W each. The ventilation rate is 1 air change per hour. The U-values of glass, Ext-wall, Int. wall, floor- ceiling are, 5,7, 0.4, 1.7 , 1.7, and 1.7  $\text{W/m}^2\text{C}$ , respectively. The peak solar irradiance on a south- facing vertical window is  $710 \text{ W/m}^2$ , and for the wall is  $200 \text{ W/m}^2$ . the absorption coefficient  $\alpha$  is 0.6 and  $SC = 0.4$ .

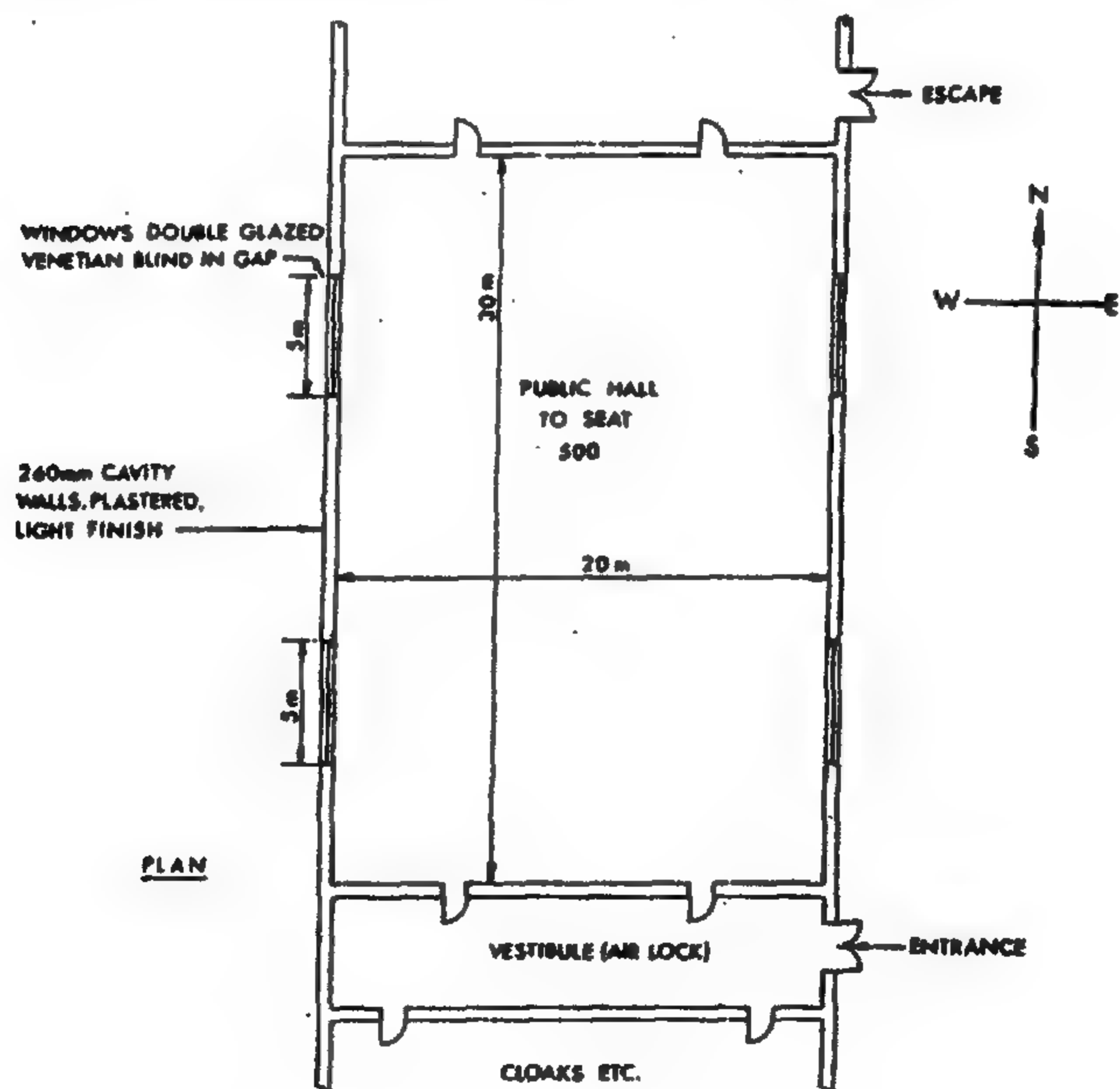
The outside conditions are :  $40^\circ\text{C db}$ , 60%RH.

The inside condition are :  $25^\circ\text{C db}$ , 50% RH.

The outside conditions (winter) ,  $15^\circ\text{C db}$  & 30% RH.

Calculate the heating and cooling loads.

5.7A public hall 20m x 30m x 5m high serving 500 person is located in Zagazig. The inside conditions are 24C°db and 50%RH. The outside conditions are 38C°db and 70% RH summer, and 15C°db and 40%RH. winter . The outside air per occupant is 0.005m<sup>3</sup>/s. the U- values for external and internal walls roof, floor, and glass are 1,1.1 1.7, 1.7 and 4 W/m<sup>2</sup>C°. the lighting power is 10kW. The peak solar irradiance for roof eastern, and western sides are 400, 500 and 600 W/m<sup>2</sup> respectively. While  $I_{\text{glass}} = 350\text{W/m}^2$  the absorption factor  $a = 0.5$  and  $SC = 0.4$  the hall is equipped with 4 aluminum double- glassed windows 5m x 1.5m each as shown in Fig 5.18. The adjacent spaces have the same temperature as the considered hall. Calculate the cooling and heating loads.



*Figure 5.18 Plan of public hall problem 5.7*

5.8 Determine the cooling and heating loads for the house as shown in Fig 5.19. The summer conditions are:  $35^{\circ}\text{C}_{\text{db}}$ ,  $24^{\circ}\text{C}_{\text{wb}}$ . The winter conditions are:  $12^{\circ}\text{C}_{\text{db}}$  & 40%RH. The inside conditions are  $23^{\circ}\text{C}_{\text{db}}$  & 50% RH. Use the crack method to compute the infiltration heat loss or gain. 4 persons are living in the house. The U-values for walls, windows, doors, roof, floors are 1.2, 1.1, 1.7, and 7, respectively. The height of the walls is 4m. An assumed design wind speed of 10km/h. Peak solar irradiance for ceiling, Northern, Eastern, Western and Southern are 400, 150, 200, 250,  $300\text{W/m}^2$ . For glass  $I_g = 380\text{W/m}^2$ . The absorption factor  $a = 0.5$ , while  $SC = 0.3$ . Dimension of windows as follows: W1: (4m  $\times$  2m), W2: (2m  $\times$  2m), W3: (1.5m  $\times$  1.2), W4: (1.5m  $\times$  1m), W5: (1m  $\times$  1.2m), W6: (0.7m  $\times$  0.8m), W7: (1.5m  $\times$  2m), W8: (3m  $\times$  2m). All doors have the dimension of 1m  $\times$  2m. Lighting heat is to be assumed based on rates considered.

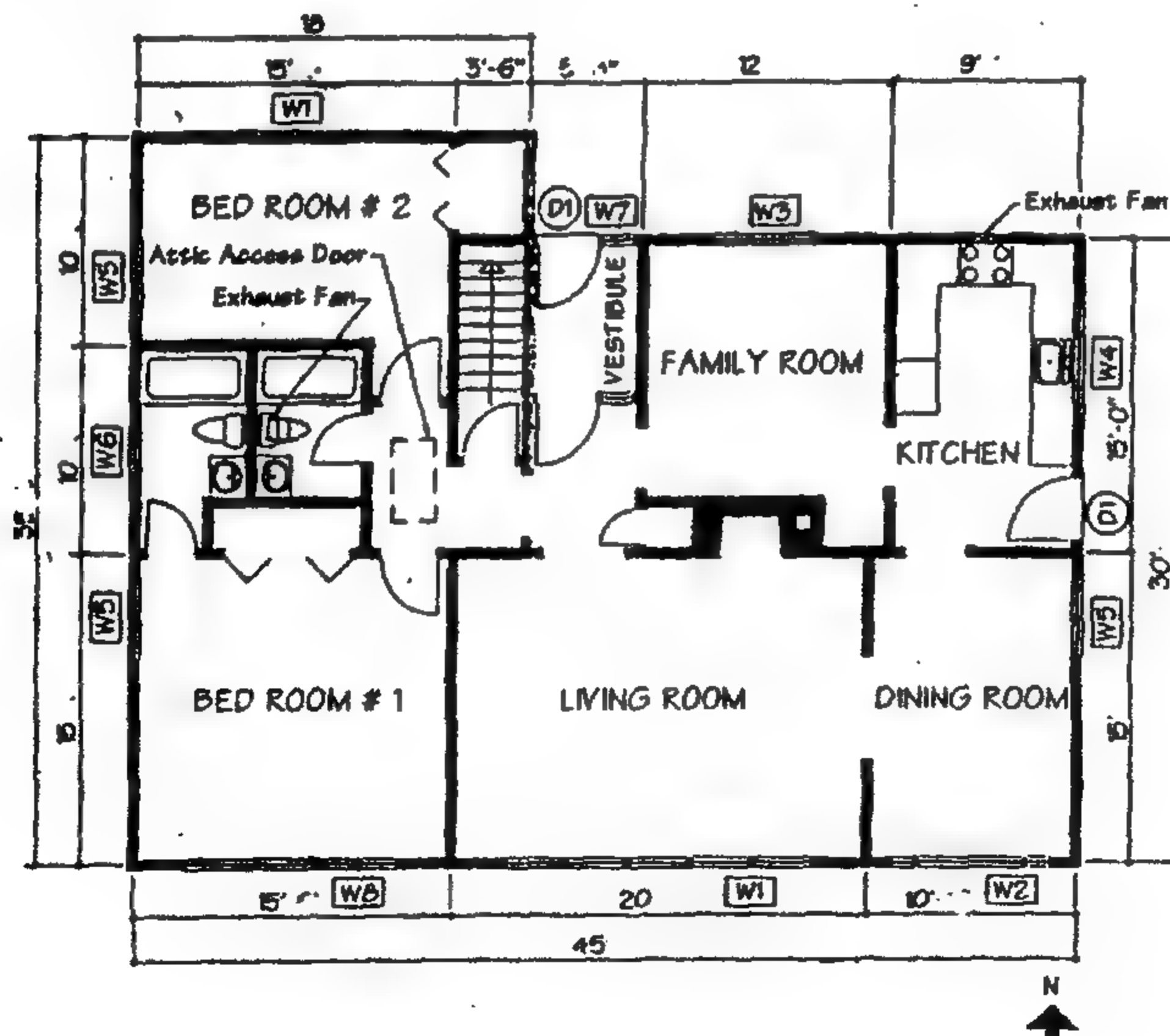


Figure 5.19 Plan of a House problem 5.8

## الأتزان الحرارى للمكان - حالة هواء التغذية

### *SPACE THERMAL BALANCE* *SUPPLY AIR CONDITIONS*

#### *General*

#### قدمة

حرارة السى يكتسبها المكان ( صيفا ) أو يفقدها ( شتاء ) سواء أكانت حرارة محسوسة *Sensible* كامنة *Latent* يجب أن تتعادل بواسطة طاقة هواء التغذية المدفوع بواسطة نظام تكييف هواء من أجل تحقيق ظروف الراحة.  
حرارة المحسوسة  $q_s$  تتكون من :

1- حرارة منتقلة خلال الحوائط، الأسقف والأرضيات .

2- حرارة الاشعاع الشمسى .

3- حرارة منبعثة من الأشخاص.

4- حرارة يحملها هواء التهوية.

5- حرارة الأضاءة والمعدات.

حرارة الكامنة  $q_r$  تتكون من :

1- حرارة يحملها هواء التهوية.

2- حرارة منبعثة من الأشخاص.

3- حرارة منبعثة من عمليات التسخين والتبخير .

## 6.1 Space Air Balance

## 6.1 الاتزان الحرارى للمكان

الاتزان الحرارى بين الحرارة المفقودة أو المكتسبة للمكان  $(q_s)_R$  ،  $(q_l)_R$  يجب أن تتعادل بطاقة هواء التغذية  $(q_s)_s$  ،  $(q_l)_s$  ويبين Fig (6-1) الاتزان الحرارى للمكان ويمكن كتابة معادلة الاتزان كالتالى :

$$\left( \frac{q_s}{q_l} \right)_{\text{gain or loss}} = \left( \frac{q_s}{q_l} \right)_s \quad (6.1)$$

المعادلة (6.1) يمكن أن تأخذ الصورة

$$\left( \frac{q_s}{q_l + q_s} \right)_{\text{gain or loss}} = \left( \frac{q_s}{q_l + q_s} \right)_s \quad (6.2)$$

الحرارة المكتسبة أو المفقودة بواسطة المكان Gain or loss يمكن تسميتها حرارة الغرفة Room load والحرارة التى يضيفها أو ينزعها هواء التغذية تسمى طاقة التغذية Supply energy(s) هاتان الحرارتان يجب أن يتربنا أى أن

$$\left( \frac{q_s}{q_l + q_s} \right)_R = \left( \frac{q_s}{q_l + q_s} \right)_s \quad (6.3)$$

يمكن تمثيل الطرف الأيسر للمعادلة (6.3) على خريطة السيكرومتري Fig 6.2 فتكون نقطة (a) زاوية قائمة. ويمثل الخط (A-S) الحرارة المحسوسة للغرفة  $(q_s)_R$  والخط (R-A) الحرارة الكامنة للغرفة  $(q_l)_R$  والخط (S-R) الحرارة الكلية للمكان  $(q_l + q_s)_R$  ومن ذلك نستنتج أن :

$$\left( \frac{q_s}{q_l + q_s} \right)_R = \frac{\text{line} . AS}{\text{line} . RS} \quad (6.4)$$

SR يسمى خط الحرارة المحسوسة للمكان أو اختصارا خط الحجرة Room line. هذا الخط يحدد بحالة هواء الغرفة الذى تحدده ظروف الراحة للمكان وكذلك حالة هواء التغذية الواصل للغرفة.

$\cos \theta$  يحدد معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF



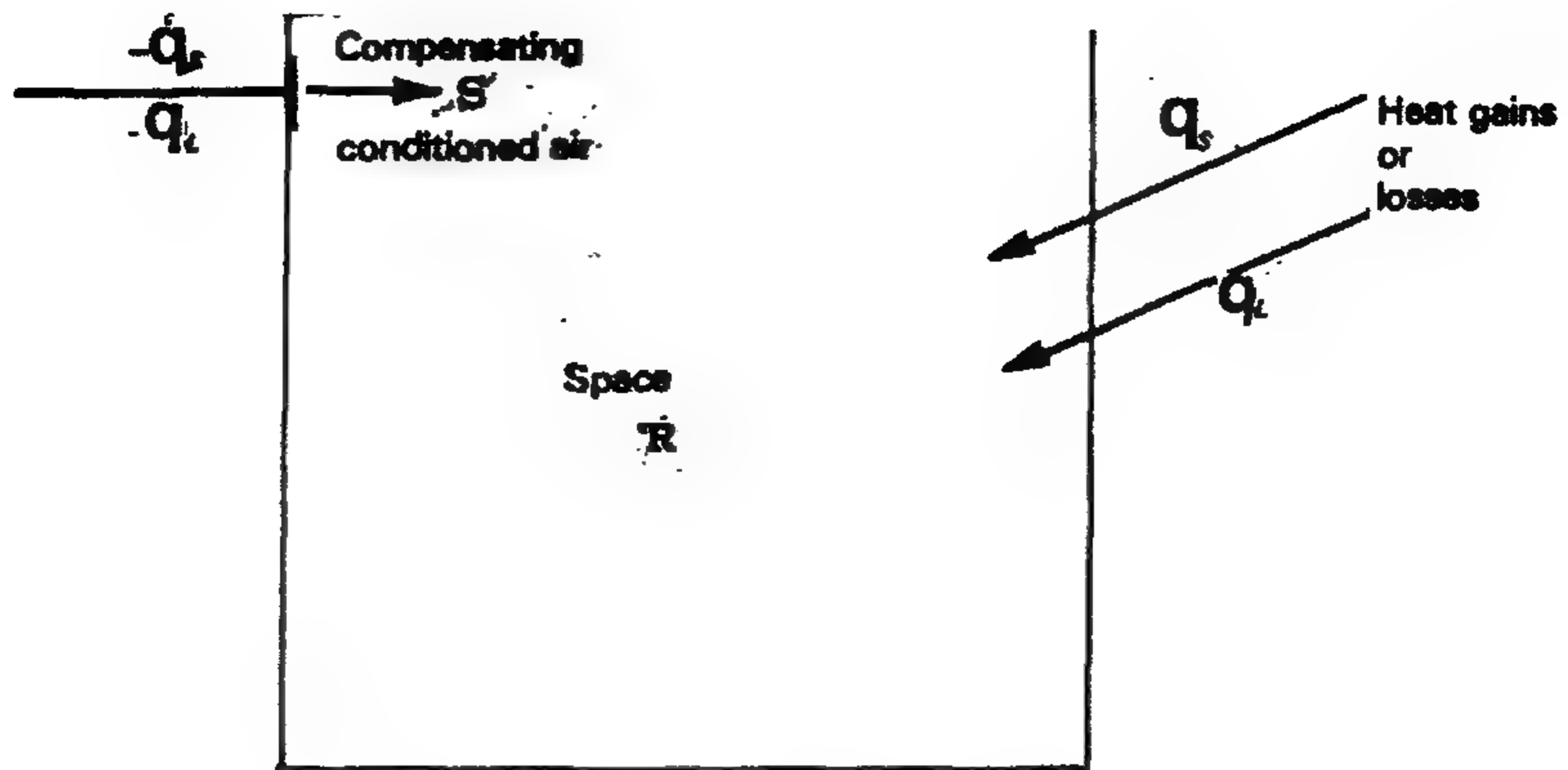


Figure 6.1 Heat balance of space.

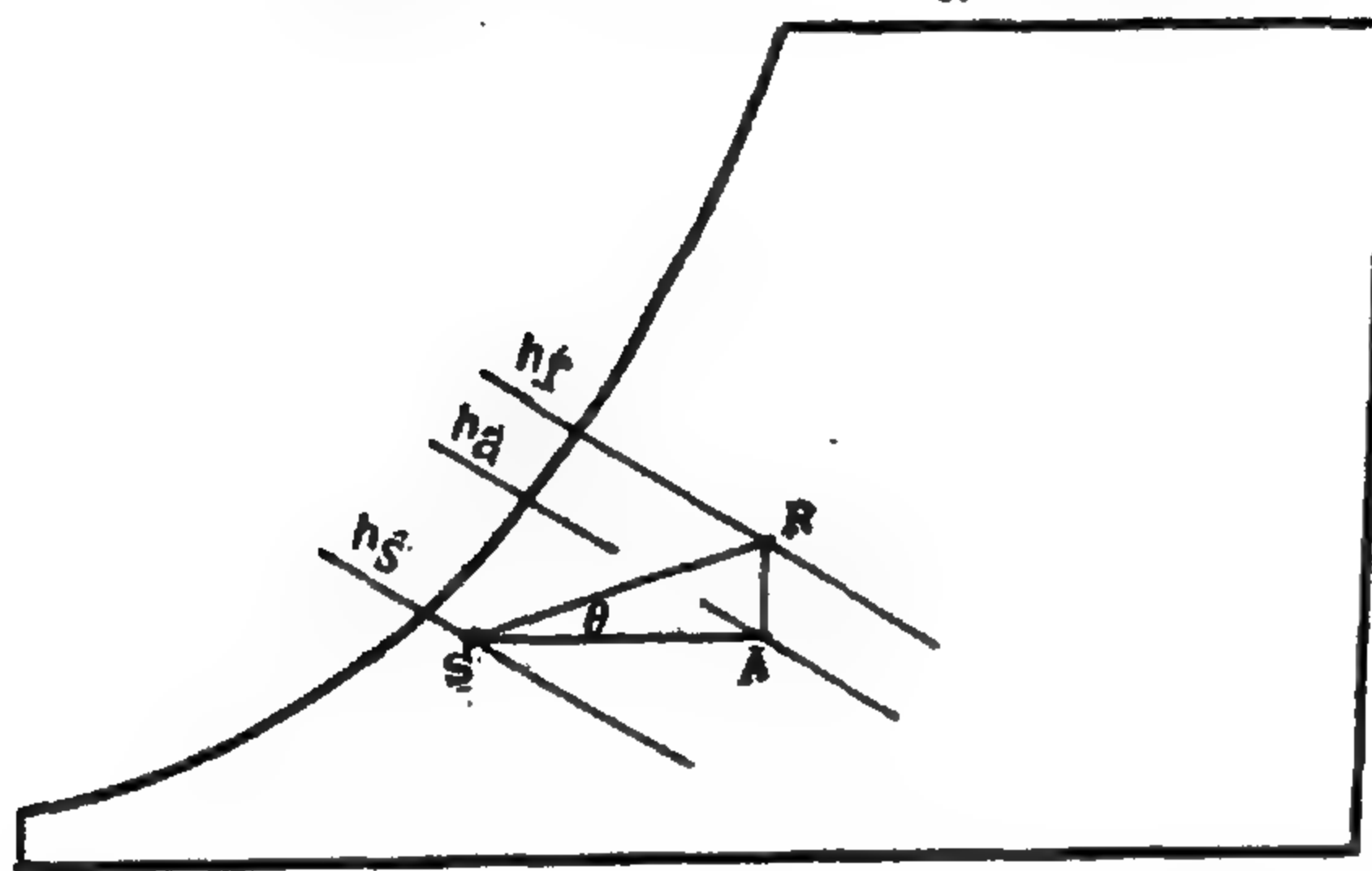


Figure 6.2 Development of room sensible heat factor

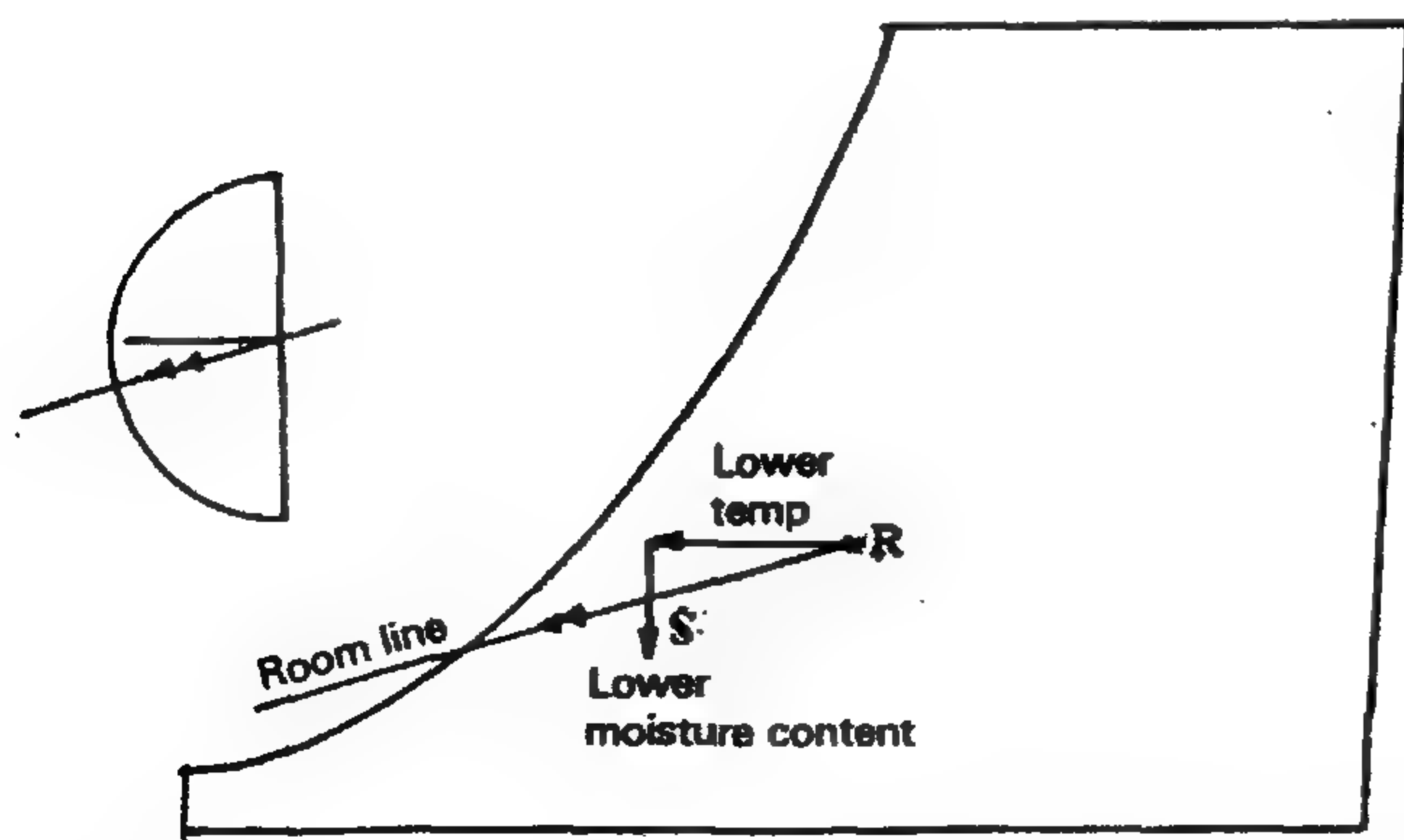


Figure 6.3 Room line for space subjected to sensible and latent heats gain

$$RSHF = \cos \theta = \left( \frac{q_s}{q_l + q_s} \right)_R \quad (6.5)$$

عندما تكون الحرارة الكامنة  $q_l = 0$  أى أن

الحرارة الكلية تساوى الحرارة المحسوسة أى أن  $RSHF = 1$

إذا كانت الحرارة المحسوسة  $q_s = 0$  أى أن الحرارة الكلية تساوى الحرارة الكامنة أى أن  $RSHF = 0$  القسيم المختلفة لمعامل الحرارة المحسوسة مبيته على المحور الرأسى الأول يمين خريطة السيكرومتري وكذلك على نصف الدائرة على يسار الخريطة نفسها وسنين كيفية تمثيل الاتزان الحرارى من الحالات الآتية:

**I : اكتساب حرارة محسوسة وحرارة كامنة Sensible and latent heats gain**

هذا نظام صيفى حيث يكتسب المكان حرارة محسوسة وحرارة كامنة. حالة هواء الغرفة تمثلها نقطة R فى Fig 6.3 ذات درجة حرارة ورطوبة عالية. لذلك يجب أن تكون حالة التغذية ممثلة بالنقطة (S) أقل فى درجة الحرارة والرطوبة ويكون الخط S-R هو خط الغرفة Room line.

**II : فقد حرارة محسوسة وحرارة كامنة Loss of sensible and latent heats**

هذا نظام شتوى حيث تكون درجة حرارة الغرفة ممثلة بالنقطة R فى Fig 6.4 وهى ذات درجة حرارة منخفضة ونسبة رطوبة منخفضة. فإذا افترضنا أن حالة هواء التغذية ممثلة بنقطة (S) فيجب أن تكون ذات درجة حرارة عالية ونسبة رطوبة عالية ويكون الخط S-R هو خط الغرفة Room line.

**III: اكتساب حرارة محسوسة وفقد حرارة كامنة**

**Sensible heat gain and latent heat loss**

فى هذه الحالة النقطة (R) تمثل حالة هواء الغرفة فى Fig 6.5 وهى ذات درجة حرارة عالية نسبياً رطوبة منخفضة ولذلك إذا افترضنا أن حالة هواء التغذية ممثلة بنقطة (S) فيجب أن تكون ذات درجة حرارة منخفضة ونسبة رطوبة عالية. ويصبح الخط S-R هو خط الغرفة.

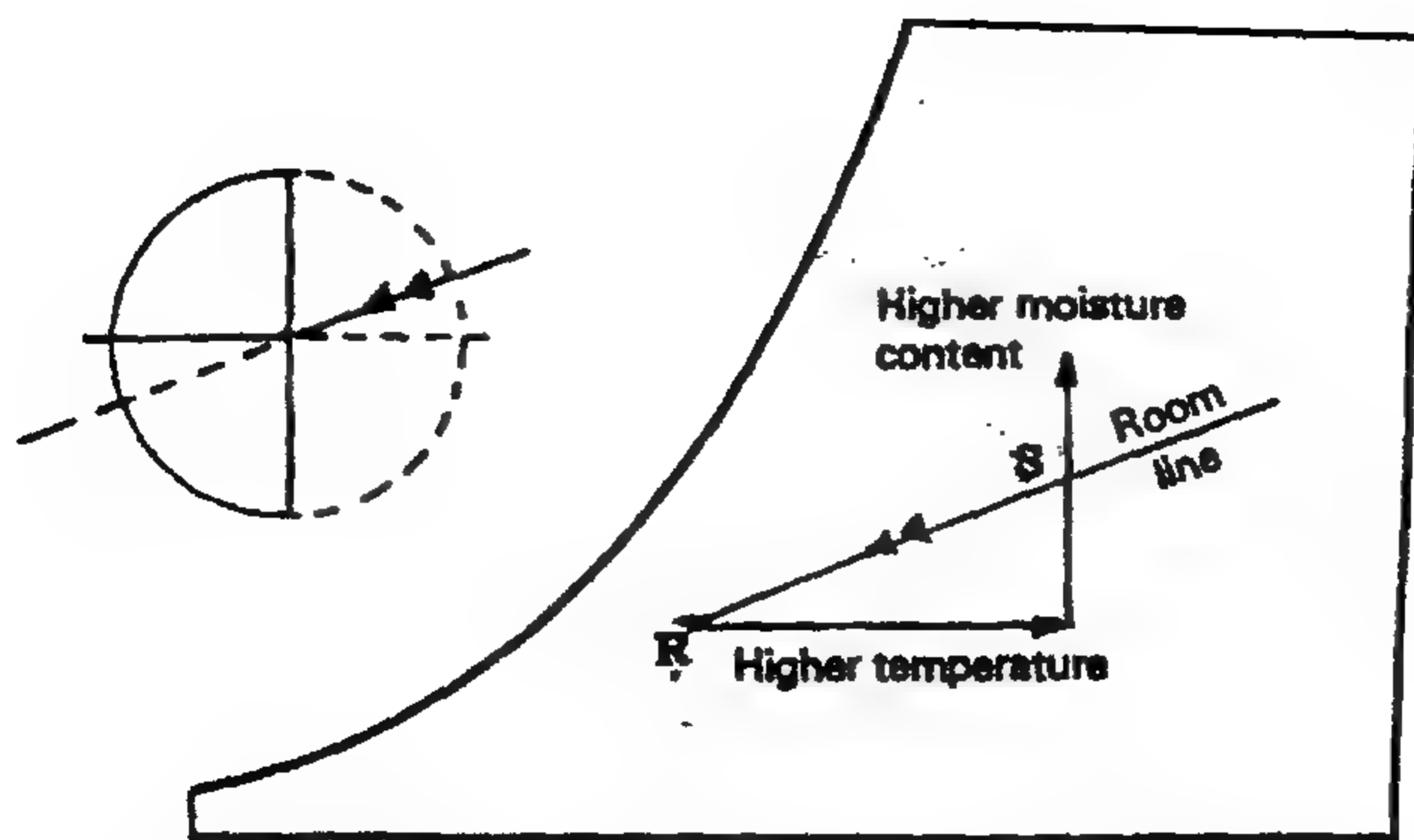


Figure 6.4 Room line for sensible and latent heats loss.

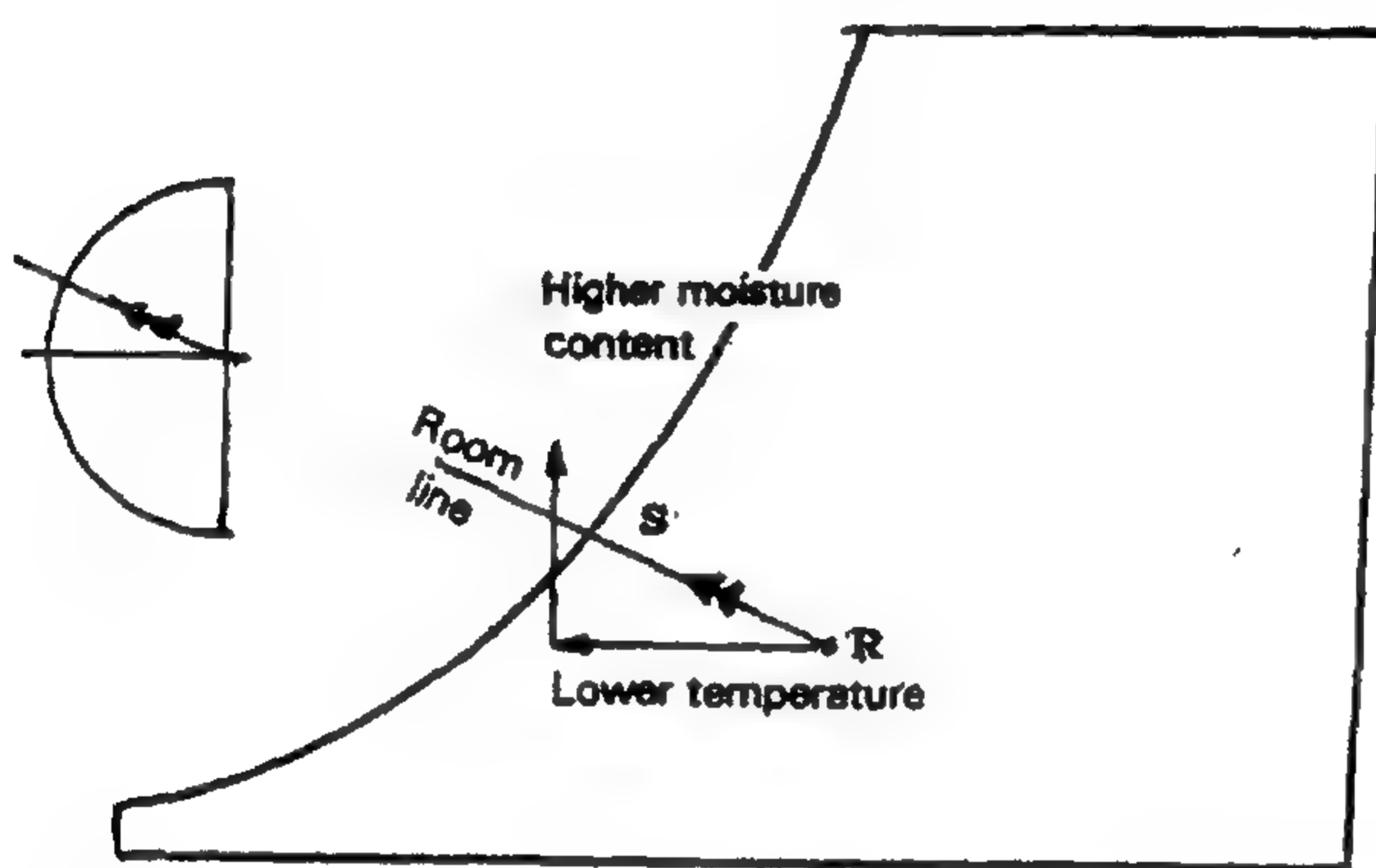


Figure 6.5 Room line for sensible heat gain and latent heat loss.

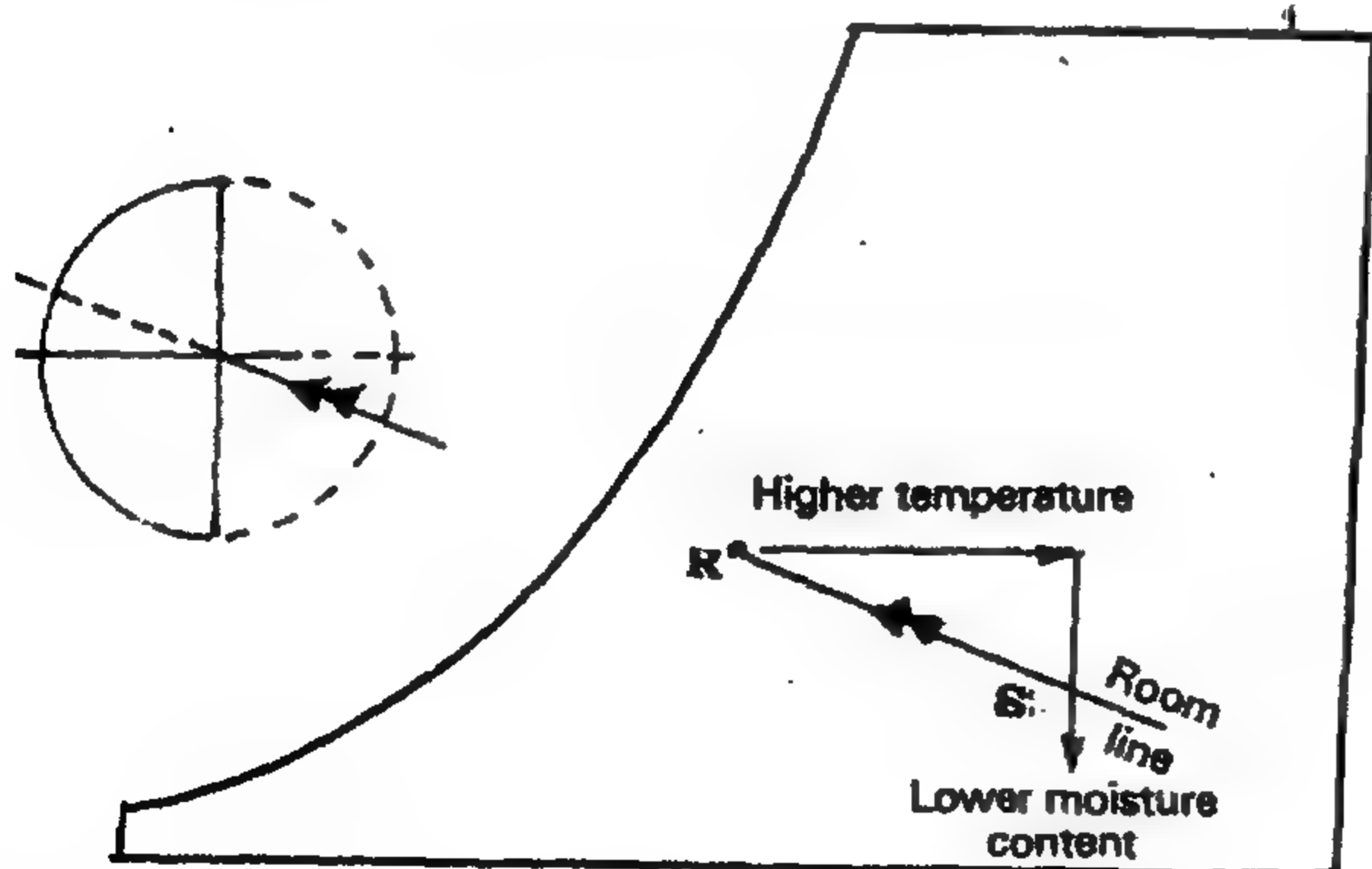


Figure 6.6 Room line for space subjected to sensible heat loss and latent heat gain

IV: فقد حرارة محسوسة واكتساب حرارة كامنة

#### *Sensible heat loss and latent heat gain*

فسي هذه الحالة النقطة (R) تمثل حالة هواء الغرفة في Fig 6.6 وهي ذات درجة حرارة منخفضة ونسبة رطوبة عالية. لذلك إذا افترضنا أن (S) هي حالة هواء التغذية فيجب أن تكون ذات درجة حرارة عالية ونسبة رطوبة منخفضة ويكون الخط S-R خط الغرفة

### 6.1 تحديد درجة حرارة هواء التغذية

#### 6.2 Determination of Supply Air Temperature $t_s$

إذا كان الحمل الحراري المحسوس يقدر بـ  $(q_s)$  للمكان الذي درجة حرارته  $(t_R)$ . فمن أجل المحافظة على درجة حرارة الغرفة ثابتة يجب تزويد الهواء بكمية من الهواء مقدارها  $(m_a)$  بدرجة حرارة مقدارها  $(t_s)$  بحيث تتعادل مع الحرارة المحسوسة للتغذية.

$$q_s = m_a C_p (t_R - t_s) \quad , \text{ kW} \quad (6.6)$$

$$= \rho Q C_p (t_R - t_s) \quad , \text{ kW} \quad (6.7)$$

حيث  $\rho$  كثافة الهواء في الظروف القياسية ( $t = 20^\circ\text{C}$ ) حيث  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

$C_p$  السعة الحرارية للهواء في الظروف القياسية ( $t = 20^\circ\text{C}$ )  $C_p = 1,01 \text{ kJ/kg K}$

$Q$  معدل هواء التغذية  $\text{m}^3/\text{s}$

بوضع القيم السابقة في المعادلة (6-7) نحصل على :

$$q_s = 1,2 \left( \frac{273 + 20}{273 + t_s} \right) \times 1,01 \times Q (t_R - t_s) \quad \text{kW}$$

$$\approx 360 \times Q \times \frac{t_R - t_s}{273 + t_s} \quad , \quad \text{kW} \quad (6.8)$$

لتحديد معدل هواء التغذية  $Q$  صيفا

$$Q = \frac{q_s (273 + t_s)}{360 (t_R - t_s)} \quad , \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (6.9)$$

إذا كان معدل تدفق هواء التغذية معروفا فيمكن تحديد درجة حرارة هواء التغذية  $t_s$

$$t_s = \frac{360 Q \times t_R - 273 q_s}{360 Q + q_s}, C^\circ \quad (6.10)$$

في حالة التدفئة شتاءا فإن  $t_s > t_R$  وعلى ذلك يمكن تحديد معدل هواء التغذية

$$Q = \frac{q_s \times (373 + t_s)}{360 (t_s - t_R)}, \quad m^3/s \quad (6.11)$$

درجة حرارة هواء التغذية شتاءا

$$t_s = \frac{360 Q \times t_R + 273 q_s}{360 Q - q_s}, C^\circ, \quad (6.12)$$

في المعادلات من (6.6) إلى (6.12) تستخدم الوحدات الآتية:

$$q_s \text{ (kW)}, \quad \& \quad Q \text{ (m}^3/\text{s)}, \quad \& \quad t_s, t_R \text{ (}^\circ\text{C)}$$

درجة الحرارة  $t_R$  , تحددها ظروف الراحة للمكان.

الحمل الحراري المحسوس  $q_s$  يحسب من حسابات الحمل الحراري للمكان، معدل تدفق هواء التغذية  $Q$  يحسب من معدلات التهوية للمكان إذا كانت نسبة الهواء النقي بنسبة 100% أو باعتبار نسبة هواء التهوية النقي بنسبة 25%، الهواء الراجع بنسبة 75% لتخفيض استهلاك الطاقة.

### 6.3 تحديد نسبة رطوبة هواء التغذية

#### 6.3 Determination of Humidity Ratio $W_s$

تحدد نسبة رطوبة هواء التغذية  $W$  مكون الحرارة الكامنة  $q_l$

$$q_l = \rho Q (W_s - W_R) h_{fg}, \quad kW \quad (6.13)$$

حيث  $\rho$  كثافة هواء التغذية وتحدد بالمعادلة

$$\rho = \rho_{20} \frac{273 + 20}{273 + t_s}, \quad kg/m^3$$

وحيث أن  $\rho_{20}$  هي كثافة الهواء عند درجة حرارة  $20^\circ\text{C}$  تساوي  $1.19 \text{ kg/m}^3$  فإن الكثافة

$$\rho = \frac{379}{273 + t_s} \text{ تساوي}$$



$h_{fg}$  الحرارة الكامنة النوعية للهواء الرطب.  $h_{fg} = 2450 \text{ kJ/kg}$   
 بالتعويض بالقيم العددية لكل من  $\rho$  ،  $h_{fg}$  في معادلة (6.13) نحصل على

$$q_l = \frac{855000}{(273 + t_s)} \times Q \times (W_s - W_R), \quad \text{kW} \quad (6.14)$$

بنسبة خطأ لا تتعدى 0.5% يمكن استبدال الرقم 855000 بالرقم 860000 لتصبح المعادلة

$$q_l = \frac{860000}{(273 + t_s)} \times Q \times (W_s - W_R), \quad \text{kW} \quad (6.15)$$

من المعروف أن كلا من الحرارة المحسوسة  $q_s$ ، والحرارة الكامنة  $q_l$  تتغيران بصفة مستمرة وذلك تبعاً لتغير ظروف مصادر كل منهما. لذلك فإن أجهزة تكييف الهواء يجب أن تكون مزودة بوسائل تحكم في هواء التغذية - هذا سيتم شرحه في باب منفصل - ولكن تجدر الإشارة هنا إلى أن تغير درجة الحرارة يحس بها متحكم درجة الحرارة Thermostat. والتغير في الرطوبة يحس بها متحكم الرطوبة Humidistat وهما يوضعان أما في داخل المكان أو على خط الراجع.

### Example 6.1

An office has a sensible heat gain of 10kW when a room temperature is 20°Cdb. Calculate the necessary volumetric flow rate of supply air to maintain the room at the design temperature when supply air can be at 10°C.

بتطبيق المعادلة 6.9

$$\begin{aligned} Q &= \frac{q_s(273 + t_s)}{360(t_R - t_s)} \\ &= \frac{10(273 + 10)}{360(20 - 10)} = 0.79, \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

### Example 6.2

A music hall is 25m× 20m×5m, is maintained at 20 C°db and has 5,air. changes per hour of cooled outdoor air supplied at 15 C°db. Calculate the maximum cooling load that equipment can meet.

$$Q = \frac{N, \text{ air } - \text{ change}}{h} \times V m^3 \times \frac{1 h}{3600} \quad m^3/s$$
$$= 5 \times 25 \times 20 \times 5 \times \frac{1}{3600} = 3.472, m^3/s$$

$$Q = \frac{q_s(273 + t_s)}{360(t_R - t_s)}$$

$$3.47 = \frac{q_s(273 + 15)}{360(20 - 15)}$$

$$q_s \cong 21.70, \text{ kW}$$

### Example 6.3

An open office is 20<sub>m</sub> × 15<sub>m</sub> × 3<sub>m</sub>. It is maintained at 15C°db 50% RH and has 8 changes per hour of supply air for both summer and winter. The room sensible heat gain ( summer) and loss ( winter) is the 38000W. Calculate the supply air temperature.

معدل هواء التغذية بفرض 100% هواء خارجي Q

$$Q = \frac{N}{h} \times V \times \frac{1}{3600}$$
$$= 8 \times (20 \times 15 \times 3) \times \frac{1}{3600} = 2, m^3/s$$

درجة حرارة هواء التغذية صيفا t<sub>s</sub>

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 q_s}{360 Q + q_s}$$

$$t_s = \frac{360 \times 2 \times 18 - 273 \times 38}{360 \times 2 + 38} = 3,41 C^\circ$$

درجة حرارة هواء التغذية شتاءا  $t_s$

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R + 273 q_s}{360 \times Q - q_s}$$

درجة حرارة هواء التغذية شتاءا

$$= \frac{360 \times 2 \times 18 + 273 \times 38}{360 \times 2 - 38} = 34,2 C^\circ$$

### Example 6.4

A space to be maintained at  $25C^\circ db$  and 50%RH has a sensible heat gain of 32,83kW and a latent heat gain of 6,155kW. An air supply of  $2,36m^3/s$  is provided. Determine the supply dry and wet bulb temperature.

حيث أن الحرارة مكتسبة إذن فهو نظام صيفي درجة حرارة هواء التغذية  $t_s$

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 \times q_s}{360 Q + q_s}$$

$$= \frac{360 \times 2,36 \times 25 - 273 \times 32,83}{360 \times 2,36 + 32,82} = 14 C^\circ$$

وهي تمثل درجة الحرارة الجافة لهواء التغذية

درجة حرارة هواء التغذية الرطبة لا يمكن تحديدها بصورة مباشرة. إذا أمكن تحديد خاصية أخرى لهواء التغذية والأنسب هنا نسبة الرطوبة  $W_s$  وعن طريق توقع احداثياتها مع درجة الحرارة الجافة  $t_s$  على خريطة السيكرومتري يمكن تحديد درجة الحرارة الرطبة لهواء التغذية

نسبة الرطوبة لهواء التغذية تحدد من المعادلة (6.15)

$$q_l = \frac{86000}{(273 + t_s)} \times Q \times (W_R - W_s)$$

$$6,155 = \frac{86000}{(273 + 14)} \times 2,36 \times \Delta W_{R-s}$$

$$\therefore \Delta W_{RS} = 8,7036 \cdot 10^{-4} \text{ kg wv/kg da.}$$

من خريطة السيكرومتري Fig 6.7 نجد أن حالة الغرفة تمثلها نقطة R احداثياتها هي

$$t_{db} = 25C^\circ, \phi 50\% RH$$

بالاتجاه يمينا نقرأ نسبة الرطوبة لحالة هواء الغرفة

$$W_R = 0.010 \text{ kg wv / kg.d.a.}$$

$$W_S = 9.13 \cdot 10^{-3}, \text{ kg wv / kg. d.a.}$$

على خريطة السيكرومتري تحدد نقطة (S) بكل من

$$t_s = 14C^\circ db, W_S = 9.12 \cdot 10^{-3} \text{ kg wv/ kg d.a.}$$

من خريطة السيكرومتري تحدد درجة حرارة هواء التغذية الرطبة

$$t_s = 12,5C^\circ wb$$

معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF

$$RSHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} = \frac{32,83}{32,83 + 6,155} \cong 0.84$$

ومنه نجد أيضا أن

$$h_R = 51, \text{ kJ / kg} \quad h_S = 35, \text{ kJ / kg}$$

الحمل الحراري للغرفة q Room load

$$\begin{aligned} \text{Room load} &= m_a (h_R - h_S) \\ &= 2,36 (51 - 35) = 37.76, \text{ kW} \end{aligned}$$

الحمل الحراري الكلي المعطى

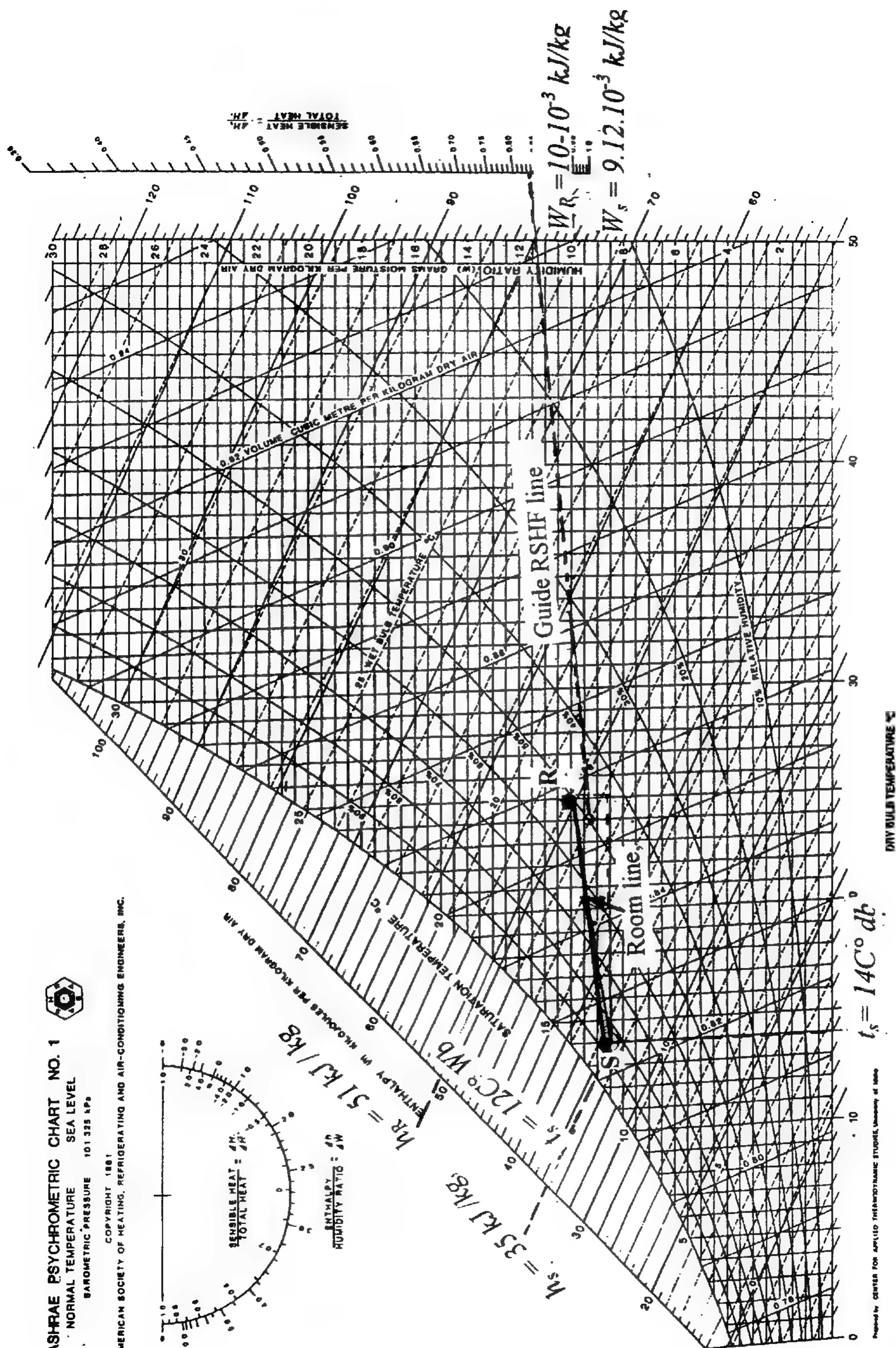
$$\begin{aligned} q &= q_s + q_l \\ &= 32,83 + 6,155 = 39, \text{ kW} \end{aligned}$$

نسبة الخطأ من الرسم

$$\text{Error} = \frac{39 - 37,76}{39} = 3.2\%$$

من الملاحظ أن خط الغرفة  $RSHF = 0.84$  يمكن رسمه بطريقتين





**Figure 6.7 Psychrometric chart for example 6.4**



### الطريقة الأولى :

- 1- تحدد قيمة RSHF من المعادلة (6.5) ومن نصف الدائرة العلوية نرسم خطا واصلا بين المركز والمربع الأيسر عند نقطة 0.84
- 2- من نقطة R نرسم خطا موازيا لهذا الخط فيكون خط الغرفة Room line
- 3- تحدد درجة حرارة هواء التغذية الجافة  $t_s$  من المعادلة (6.10) .
- 4- من المحاور الأفقى لخريطة السيكرومتري تدريج درجة الحرارة الجافة نرسم خطا رأسيا بقيمة  $t_s$  حتى يقطع خط الغرفة فيعطى حالة هواء التغذية ومنه تحدد Ws دون الحاجة إلى تحديدها من المعادلة (6.15).

### طريقة الثانية

- 1- تحدد قيمة RSHF من المعادلة (6.5)
- 2- تتبع موقع النقطة المساعدة أو القياسية guide or reference point أحداثياتها على الخريطة (  $t_{db} = 24C^\circ$  50% RH )، وهى مبنية بدائرة صغيرة على منحنى  $\phi = 50\%$ .
- 3- حدد قيمة RSHF على التدرج أقصى اليمين فى خريطة السيكرومتري.
- 4- أرسم خط بين موقع RSHF على التدرج والنقطة القياسية يعطى خط الغرفة المساعد Guide RSHF line.
- 5- من نقطة R نرسم خط موازيا للخط السابق.

## **Problems**

6.1 A space has a sensible and latent heat gain of 24.33, kW and 9.1, kW respectively. Determine the RSHF.

6.2 A ducted warm air heating system serves a public hall of 18m x 11m x 4m. It is maintained at 20C°db and has 1.5 air changes/h of re-circulated air supplied at 30C°db. Calculate heat loss from the building that the system can meet.

6.3 A room has a sensible and latent heats gain of 5.86m, kW and 2.64, kW. Respectively. The room design conditions are 25C°db and 50%RH. Supply air is delivered at 15C°db. Determine the required supply air flow rate. What will be the supply air wet bulb temperature?

6.4 A room has design conditions of 26C°db. and 50% RH and a room sensible and latent heat gains of 5.28, kW and 2.34, kW respectively. An air conditioning unit supplied 0.425m<sup>3</sup>/s of air to the room at 14.5C°db and 13.3C°wb. Will the unit maintain the room design DB and WB? What are the approximate conditions maintained in the room?

## دوائر معالجة الهواء – دوائر السيكرومترى

### *AIR TREATMENT CYCLES*

### *PSYCHOMETRIC CYCLES*

#### *General*

#### مقدمة

يقصد بدورة معالجة الهواء – هي مجموعة عمليات معالجة الهواء بدءاً من الهواء الخارجى وحتى وصوله إلى الأماكن الخاضعة للتكييف وذلك للوصول إلى توفير مستوى مناسب من درجة الحرارة ونسبة الرطوبة تتفق مع ظروف الراحة Comfortable conditions. هذا بدوره يعتمد بدرجة كبيرة على نوعية العمل داخل هذه المباني وعلى الحالة المناخية للهواء الخارجى. مجموع هذه العمليات يمكن تمثيلها على خريطة السيكرومترى ولذلك فهي تسمى دوائر السيكرومترى Psychometric cycles.

ويقصد بطبيعة العمل داخل المباني المتحكمات التي تفرض استخدام هواء خارجى بنسبة 100% وحيث ان طبيعة العمل في المستشفيات مثلاً تحتاج إلى تغذية هذه الأماكن بهواء نقى خالى من ثانى أكسيد الكربون وغيره الملوثات كذلك بعض المعامل وفي محطات الطاقة الذرية يتطلب الأمر تغذية الأماكن بهواء خارجى بنسبة 100%. على الجانب الآخر فى بعض المنشآت الأخرى مثل الفنادق والمصالح الإدارية فيمكن استخدام كمية من الهواء الخارجى النقى بغرض التهوية مع خلطها بكمية أكبر من الهواء الراجع من الأماكن المكيفة بغرض ترشيد الطاقة وتخفيض مصاريف التشغيل.

### 7.1 عناصر أنظمة تكييف الهواء

#### *7.1 Air Conditioning System Components*

من أجل دراسة دوائر معالجة هواء التغذية لابد من التعرف على مكونات أنظمة تكييف الهواء بصورة سريعة حيث سيتم التعرف بالتفصيل فى أبواب عديدة على كل عنصر على حدة. معظم أنظمة تكييف الهواء تحتوى على المكونات الآتية :

- 1- مصدر حرارة وهو الذى يضيف حرارة إلى المائع ( هواء- ماء - أو بخار ماء ) .
  - 2- مصدر تبريد وهو الذى يسحب أو يمتص الحرارة من المكان.
  - 3- أنظمة توزيع وهى عبارة عن شبكة Network من المسالك أو الأنابيب.
  - 4-المعدات مثل (المراوح أو الطلمبات) الأولى لدفع أو سحب الهواء والثانية لدفع أو سحب الماء.
  - 5- آلات (وسائل) لانتقال الحرارة بين المائع وهواء الغرفة مثل ملفات التبريد والتسخين.
- وسنبدأ بتعريف مختصر لأنظمة تكييف الهواء حتى يمكن فهم مكونات لكل نظام وستأتى الدراسة التفصيلية بعد ذلك فى أبواب لاحقة .

## 7.2 أنظمة تكييف الهواء 7.2 Air Conditioning Systems

هناك نظامان أساسيان لتكييف الهواء يندرج تحت كل منهما أنظمة فرعية وهما:

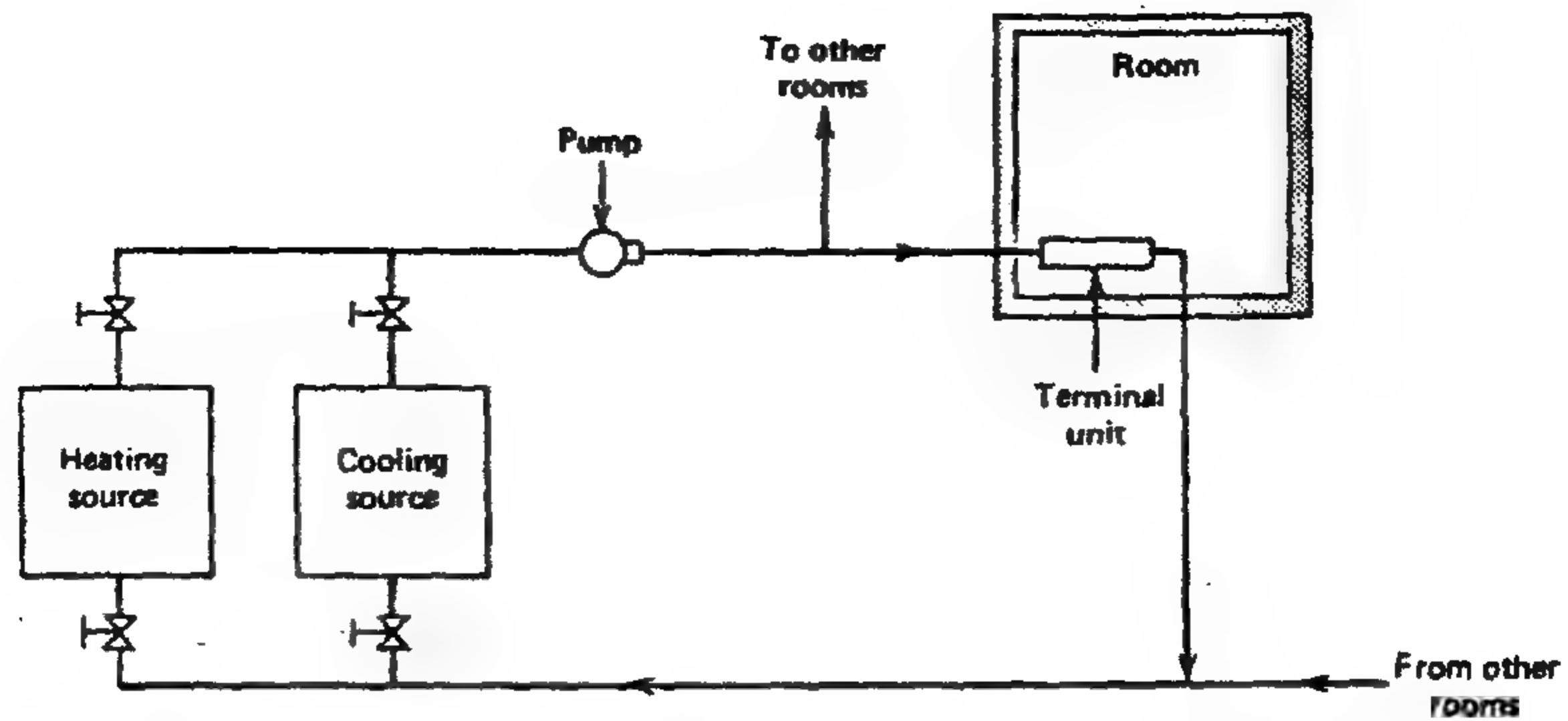
### \* نظم تكييف هواء ماء كلى All- Water A/C System

فى هذا النظام Fig 7.1 يتم استخدام الماء كمائع أساسى أما يسخن فى الغلاية Boiler أو يبرد من خلال وحدة تليج الماء وهى عبارة عن محطة تبريد تسمى Water chiller. يتم دفع الماء الساخن أو البارد من خلال طلمبة Pump إلى الوحدات الطرفية Terminal unit الموجودة داخل الغرف. نتيجة انتقال الحرارة بين هواء الغرفة والوحدات الطرفية يتم الوصول إلى درجة الحرارة المطلوبة.

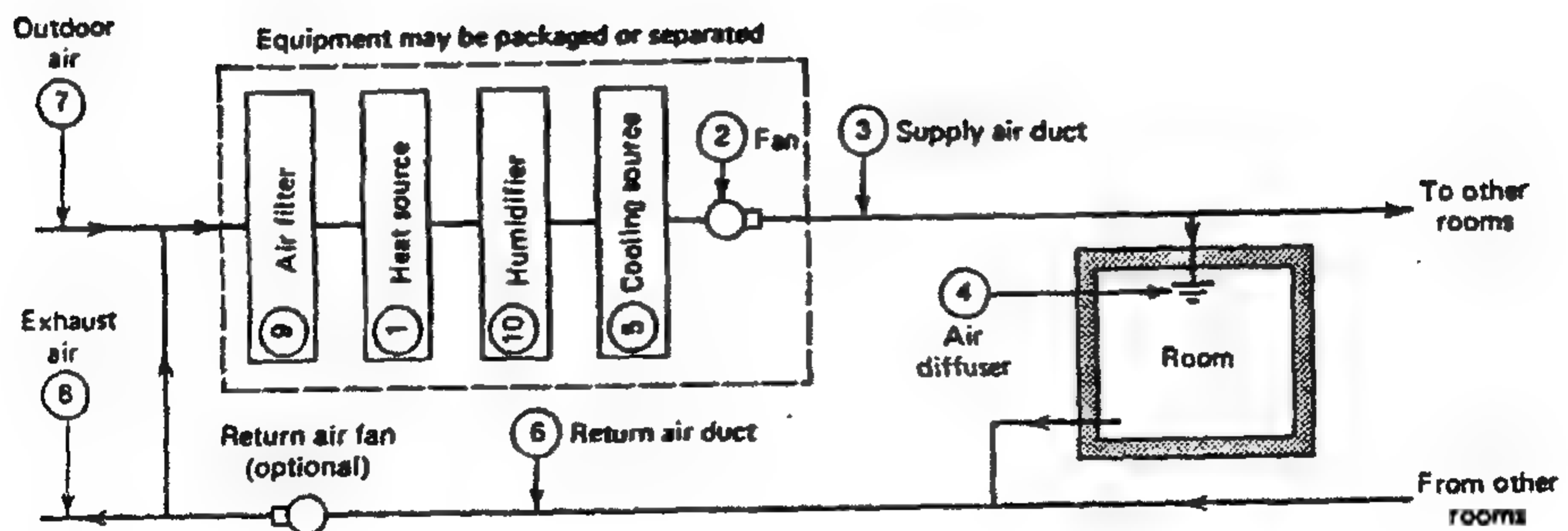
الماء المرجع الذى يكون قد انخفضت درجة حرارته ( فى حالة التسخين) أو ارتفعت درجة حرارته ( فى حالة التبريد) يتم سحبه إلى الغلاية لرفع درجة حرارته أو إلى مبرد الماء لخفض درجة الحرارة.

### \* نظم تكييف هواء كلى All air A/C system

فى هذا النظام Fig 7.2 الهواء يمكن تسخينه فى مصدر الحرارة (1) Heat source الذى يمكن ان يكون فرن Furnace ويمكن ايضا أن يكون ملف به ماء أو بخار ساخن يتم انتاجه فى غلاية من مكان بعيد. الهواء الساخن يتم دفعة بواسطة مروحة (2) Fan وذلك من خلال مسالك تغذية (3) Supply ducts حتى يدخل الغرفة ويتم توزيعه من خلال منافذ أو نواشر (4) Diffusers أو متسقبلات Grilles. الهواء ايضا يمكن تبريده اذا مر على مصدر برودة (5) Cooling source عادة ما يكون فى شكل ملف تبريد Cooling coil يتدفق خلاله أما



**Figure 7.1 Basic components arrangement of an all-water cooling and heating system.**



**Figure 7.2 Basic components arrangement of an all-air cooling and heating system**



مائع تبريد متبخر من محطة التبريد أو ماء متلج Chilled water تم تبريده في مبرد المياه Water chiller. هذا الهواء يتم أيضا دفعة بواسطة مراوح التغذية (2) Supply fan. هذا النظام أيضا مزود بمدخل للهواء الخارجى (7) Outdoor air intake وذلك من أجل تحقيق جوده إضافية للهواء التكييف. هذا الحجم الذى تم أدخاله من الهواء الخارجى Fresh air يتم طرد حجم مساوا له من الهواء الراجع Return - air وذلك بسحبه من خلال مسالك الراجع (6) Return air duct بواسطة مروحة الهواء الراجع Return air fan حتى يتم طرده من خلال مسلك الطرد (8) Exhaust air duct.

مما يجدر الإشارة به أن النظام مزود أيضا بفلتر (9) Air filter لتتقية الهواء من الشوائب والبروائح أيضا- وكذلك معدات ترطيب (10) Humidifier وهو أما على شكل غسالات هواء Air washer أو ماء مرشوش Sprayed water او قد يتم الترطيب على ملف التبريد نفسه.

ملفات التسخين يوجد فيها نوعان:

- سخان متقدم Pre-heater (Optional) غير ميين على الرسم ويستخدم كسخان ابتدائى لتسخين الهواء البارد (أقل من الصفر المئوى) حتى نتجنب تجمد الماء الذى قد يمر فى مواسير بقية عناصر النظام.

- سخان متأخر Re-heater قد يكون سخانا أساسيا أو قد يستخدم بعد عملية التبريد للوصول بدرجة حرارة هواء التغذية إلى ظروف الراحة.

### 7.3 دوائر تكييف الهواء الشتوية

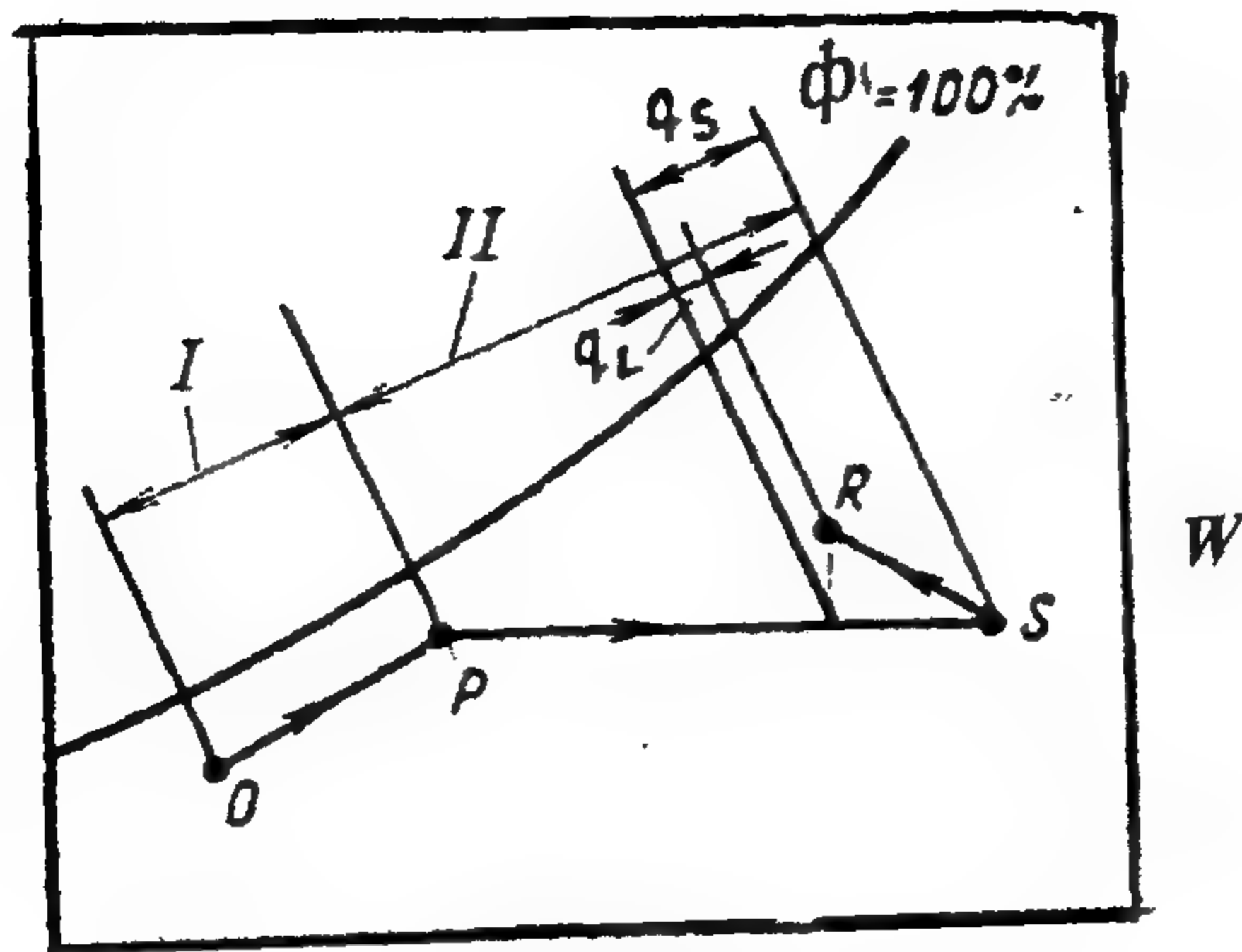
#### 7.3 Winter A/C Cycle

تحتوى هذه الدوائر على سخان متقدم عند الحاجة Optional وغرفة ترطيب Humidifier وسخان متأخر Re-heater.

#### 7.3.1 دوره شتوية باستخدام غرفة ترطيب وسخان متأخر

##### 7.3.1 Humidifier and re-heater winter A/C cycle.

ويمكن دراسة هذه الدورة من Fig 7.3 فى هذه الدورة يستخدم الهواء الخارجى بنسبة 100% فى الحالة (U) على خريطة السيكرومتري حيث يتم ترطيه بماء ساخن درجة حرارته أعلى من درجة حرارة الهواء الخارجى فيتم ترطيه وتسخينه فى نفس الوقت حتى



db.

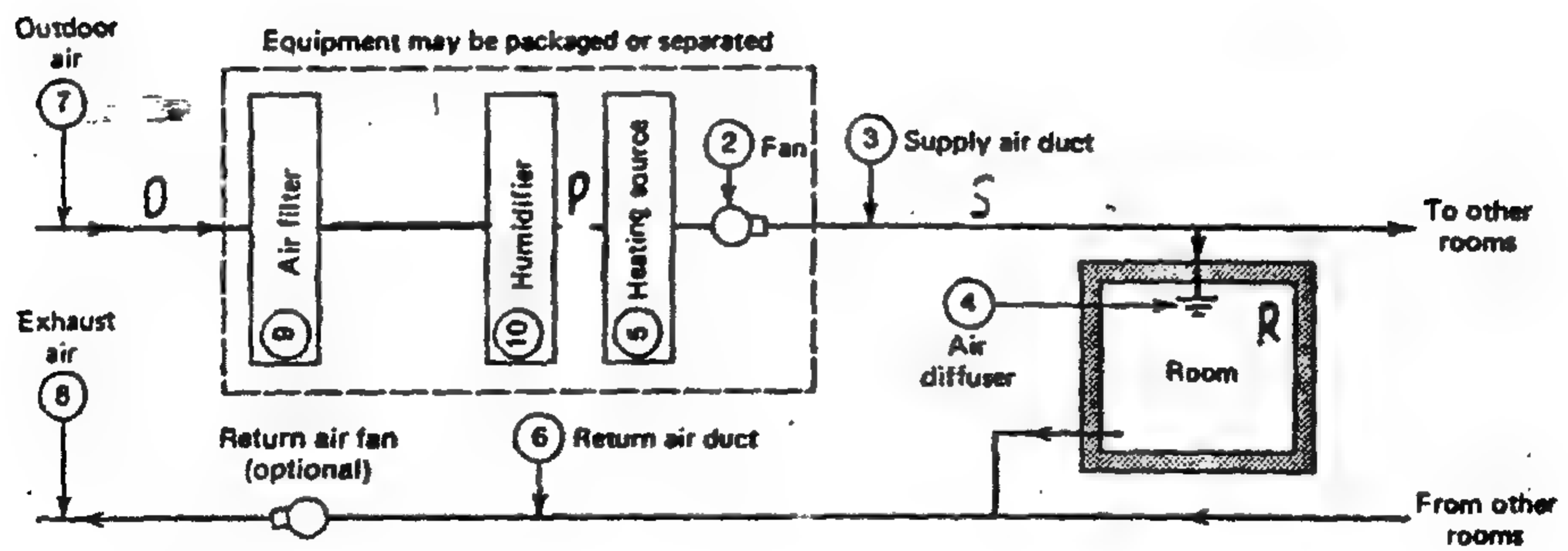


Figure 7.3 Humidifier, and re- heater winter A/C cycle

يصل إلى الحالة (P) حيث تكون  $W_p = W_s$  يتم تسخين الهواء بعد ذلك تسخيناً محسوساً حتى يصل إلى نقطة (S). لرسم الدائرة على خريطة السيكرومتري لا بد من توفر الآتي:

- 1- حالة الهواء الخارجى الممثل بنقطة (O).
- 2- حالة هواء الغرفة تحدد ظروف الراحة وتمثل بنقطة (R).
- 3- الحمل الحرارى المحسوس والكامن  $q_s$  ,  $q_l$  من حساب الحمل الحرارى لظروف الشتاء.

4- كمية هواء اللازم للتهوية طبقاً لمعدلات تهوية المكان  $Q, m^3/s$

ثم نتبع الخطوات الآتية :

- 1- يتم حساب معامل الحرارة المحسوسة للغرفة
$$RSHF = q_s / (q_s + q_l)$$
- 2- تحدد على خريطة السيكرومتري كل من نقطتي (R) , (O).
- 3- يتم حساب درجة حرارة هواء التغذية  $t_s$  من المعادلة (6.11) وذلك بمعلومية  $q_s$
- 4- يتم حساب  $W_s$  من معادلة (6.12) .
- 5- من نقطة (R) نرسم خط الحجرة Room line بمعلومية RSHF.
- 6- بمعلومية  $t_s$  من المحور الأفقى عند قيمة  $t_s$  نرسم خطاً رأسياً حتى يقطع خط الغرفة فى نقطة (S).
- 7- من نقطة (S) نرسم خطاً أفقياً حتى يقطع منحنى  $\phi = 90\%$  . نقطة التقاطع تغطى احداثيات نقطة (P).

تحدد قدرة السخان المتأخر Re- heater

$$Q_{HC} = m_a (h_s - P_g), \quad kW \quad (7.1)$$

كمية الماء المستخدم فى الترطيب.

$$m_w = m_a (W_p - W_o), \quad kg/s \quad (7.2)$$

الطاقة الحرارية المعطاة من الماء الساخن.

$$Q_{HW} = m_a (h_p - h_o), \quad kW \quad (7.3)$$

الحمل الحرارى للغرفة

$$\text{Room Heating load} = m_a (h_s - h_R), \quad kW \quad (7.4)$$

## 7.3.2 دورة شتوية باستخدام سخان متقدم ووحدة ترطيب وسخان متأخر

### 7.3.2 Pre-heater, humidifier and re-heater A/C winter cycle

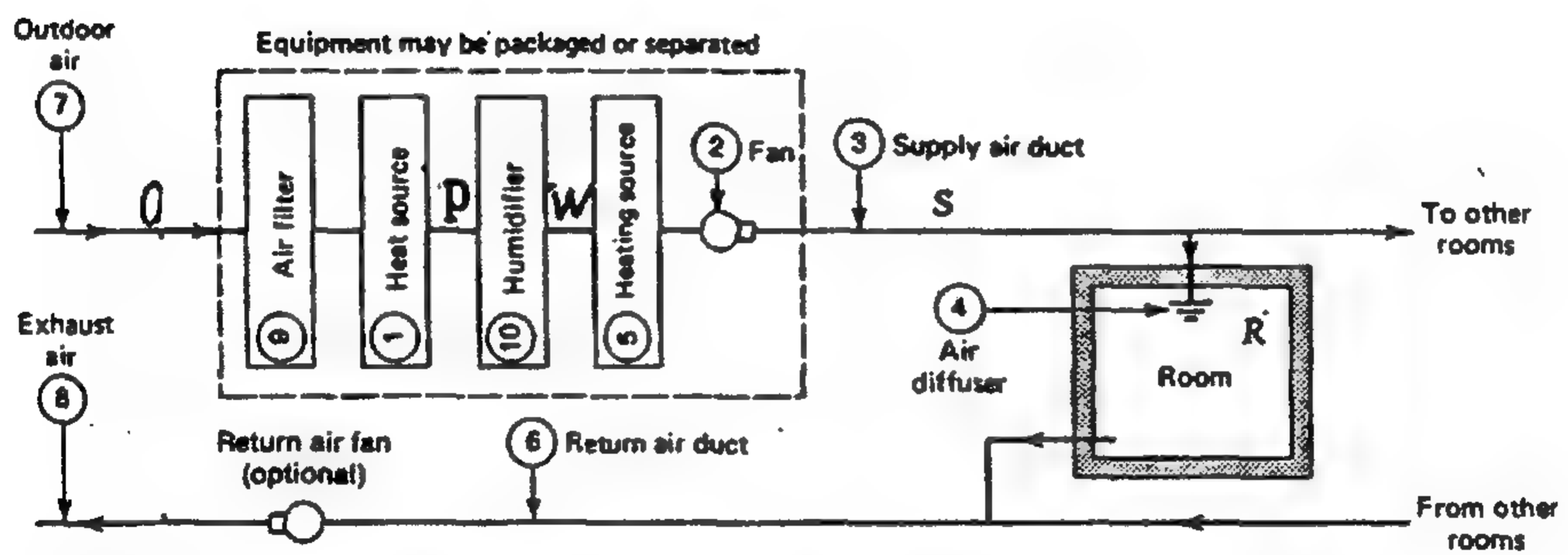
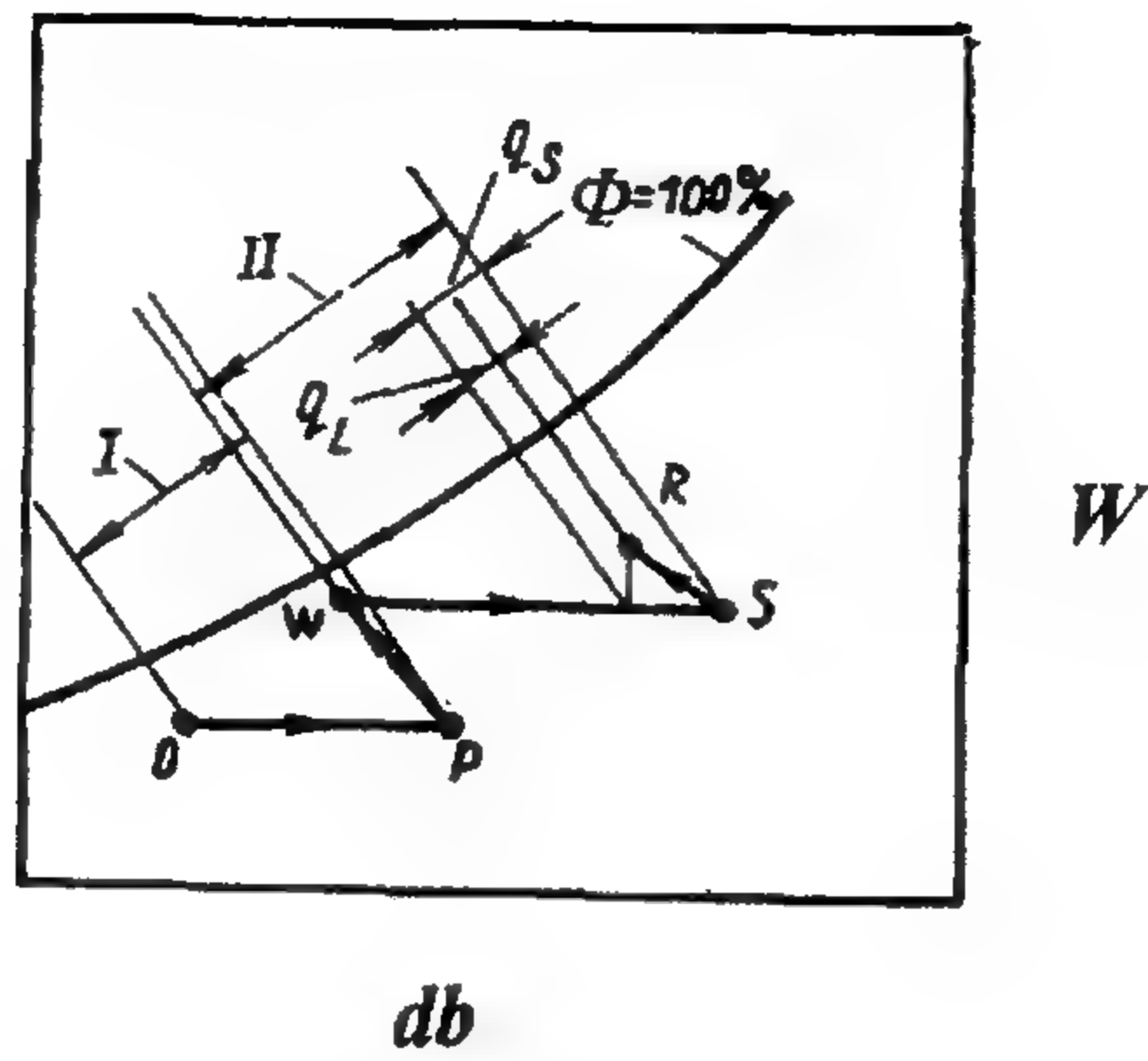
في هذا النظام يستخدم هواء خارجي كلى Fig 7.4. في الظروف الجوية الباردة (معظم دول أوروبا) حيث تكون فيها درجة حرارة الهواء الخارجي أقل من الصفر المئوي مما يؤثر سلبا على مسالك الهواء وكذلك على مكونات نظام التكييف ويقصد بها ملفات التدفئة ووحدات الرش التي يستخدم فيها الماء الذي قد يتعرض للتجمد أثناء مساره فيها. هذا يحتم استخدام السخان المتقدم Pre-heater ليرفع من درجة حرارة الهواء لتتلافى هذا العيب المشار إليه.

إذا رجعنا إلى خريطة السيكرومتري نجد أن التدفئة الأولى Pre-heating يكون محسوسا ويتم خلال العملية (OP) مما يمكن بعد ذلك من الترطيب في غرفة الترطيب Humidifier خلال العملية PW. ثم يتم بعد ذلك تدفئة محسوس خلال العملية WS. لتحديد مواقع حالات الهواء على خريطة السيكرومتري لابد من توافر الآتي:

- 1- حالة الهواء الخارجي الممثل بنقطة (O).
- 2- حالة هواء الغرفة وتحدد ظروف الراحة في نقطة (R).
- 3- الحمل الحراري المحسوس والكامن  $q_s$  ,  $q_l$  من حساب الحمل الحراري بالكيلووات.
- 4- كمية هواء التهوية اللازم طبقا لمعدلات تهوية المكان  $Q$  ,  $m^3/s$ .

ثم نتبع الخطوات الآتية :

- 1- يتم حساب معامل الحراري المحسوس للمكان كما سبق
- 2- تحدد موقع كل من النقطتين (O) ، (R) على خريطة السيكرومتري.
- 3- من نقطة R نرسم خط الغرفة RSHF line بمعلومية معامل الحرارة المحسوسة المحدد في الخطوة (1).
- 4- تحدد حالة هواء التغذية (  $t_s$  ,  $W_s$  ) من معادلات الأتزان الحراري بمعلومية كل من  $Q$  ,  $q_l$  ,  $q_s$  من المعادلتين (6.12 ، 6.15).
- 5- بمعلومية قيمة  $t_s$  ومن المحور الأفقي لخريطة السيكرومتري نرسم خطا رأسيا حتى يقطع خط الغرفة RSHF في نقطة (S).
- 6- من نقطة (S) نرسم خطا افقيا حتى يقطع منحنى  $\phi = 90\%$  في نقطة (W).



**Figure 7.4 Pre- heater, humidifier and re-heater winter A/C cycle**



7- من نقطة (O) نرسم خطاً أفقياً ( $W_O = \text{const}$ ) .

8- من نقطة (W) نرسم خطاً بحيث ينطبق على خط درجة الحرارة الرطوبة المار بنقطة

W حتى يتقاطع مع الخط الأفقى المرسوم من نقطة (O) فيعطى حالة الهواء فى نقطة

(P) نهاية التسخين الأولى Pre-heating.

من خريطة السيكرومتري نحدد الآتى :

1- الحمل الحرارى للغرفة

$$\text{Room load} = m_a (h_s - h_R), \quad \text{kW} \quad (7.5)$$

2- سعة السخان المتقدم Pre-heater capacity

$$q_{HCl} = m_a (h_p - h_o), \quad \text{kW} \quad (7.6)$$

3- سعة السخان المتأخر Re-heater capacity,

$$q_{HCH} = m_a (h_s - h_w), \quad \text{kW} \quad (7.7)$$

4- كمية مياه الترطيب اللازمة.

$$m_w = m_a (W_w - W_p), \quad \text{kg/s.} \quad (7.8)$$

تمتاز هذه الدورة عن سابقتها حيث أن تزويد الهواء بالرطوبة اللازمة يتم بدون إعطاء حرارة للماء نتيجة لذلك فإن التحكم فى الرطوبة النسبية والحرارة فى المكان المكيف تكون أكثر سهولة.

### 7.3.3 دورة شتوية لهواء راجع مع غرفة ترطيب وسخان متأخر

#### 7.3.3 Return air, humidifier, and re-heater A/C winter cycle.

من أجل ترشيد الطاقة يستخدم الهواء الراجع (هواء الغرفة) بعد خلطه مع كمية من الهواء الخارجى (لكى يغطى الحاجة للتهوية) وتستخدم هذه الدورة فى الظروف التى تكون فيها درجة حرارة الهواء الخارجى أعلى من الصفر المئوى.

ذا رجعنا إلى Fig7.5 فإن هواء الغرفة (الراجع) الذى حالته (R) يخلط مع الهواء فى الحالة (O) ويعبر عن حالة الخليط النقطة (M). يخضع الخليط إلى عملية ترطيب أدياباتى بثبات درجة الحرارة الرطوبة ( $wbt = \text{const}$ ) خلال العملية (MW). بعد ذلك يتم تسخين الهواء تسخيناً محسوساً حتى يصل إلى حالة التغذية (S).

تحديد مواقع نقط الدورة على خريطة السيكرومتري يلزم الآتى:

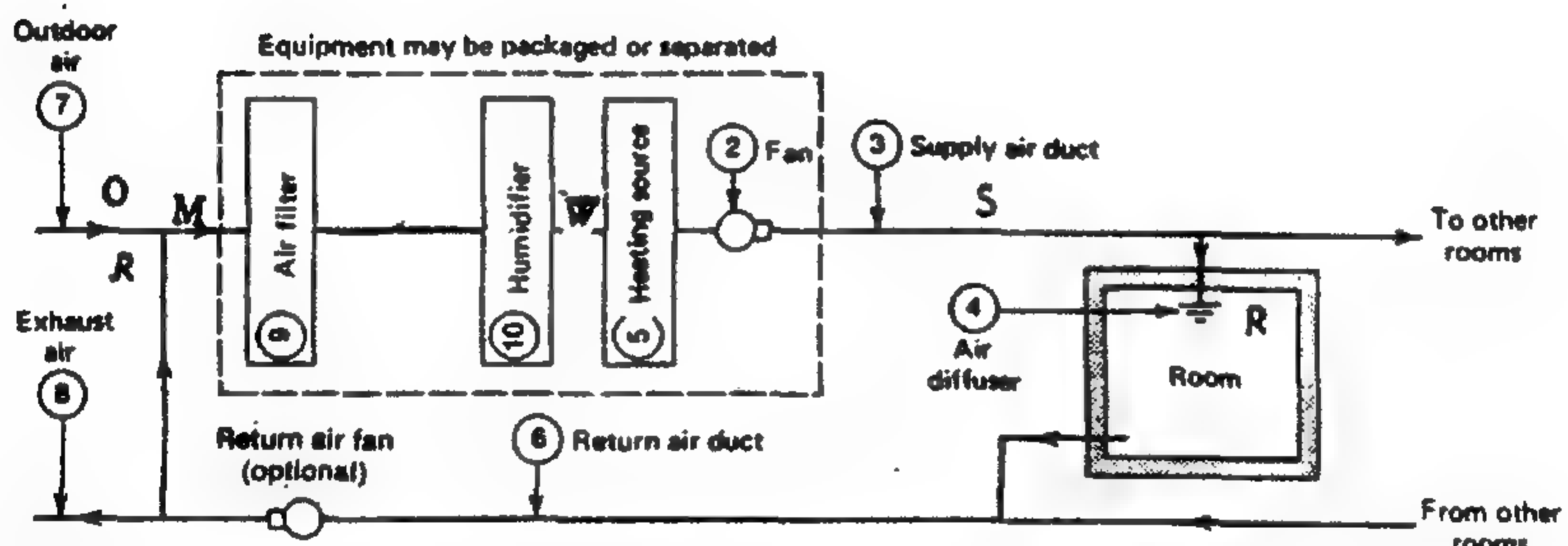
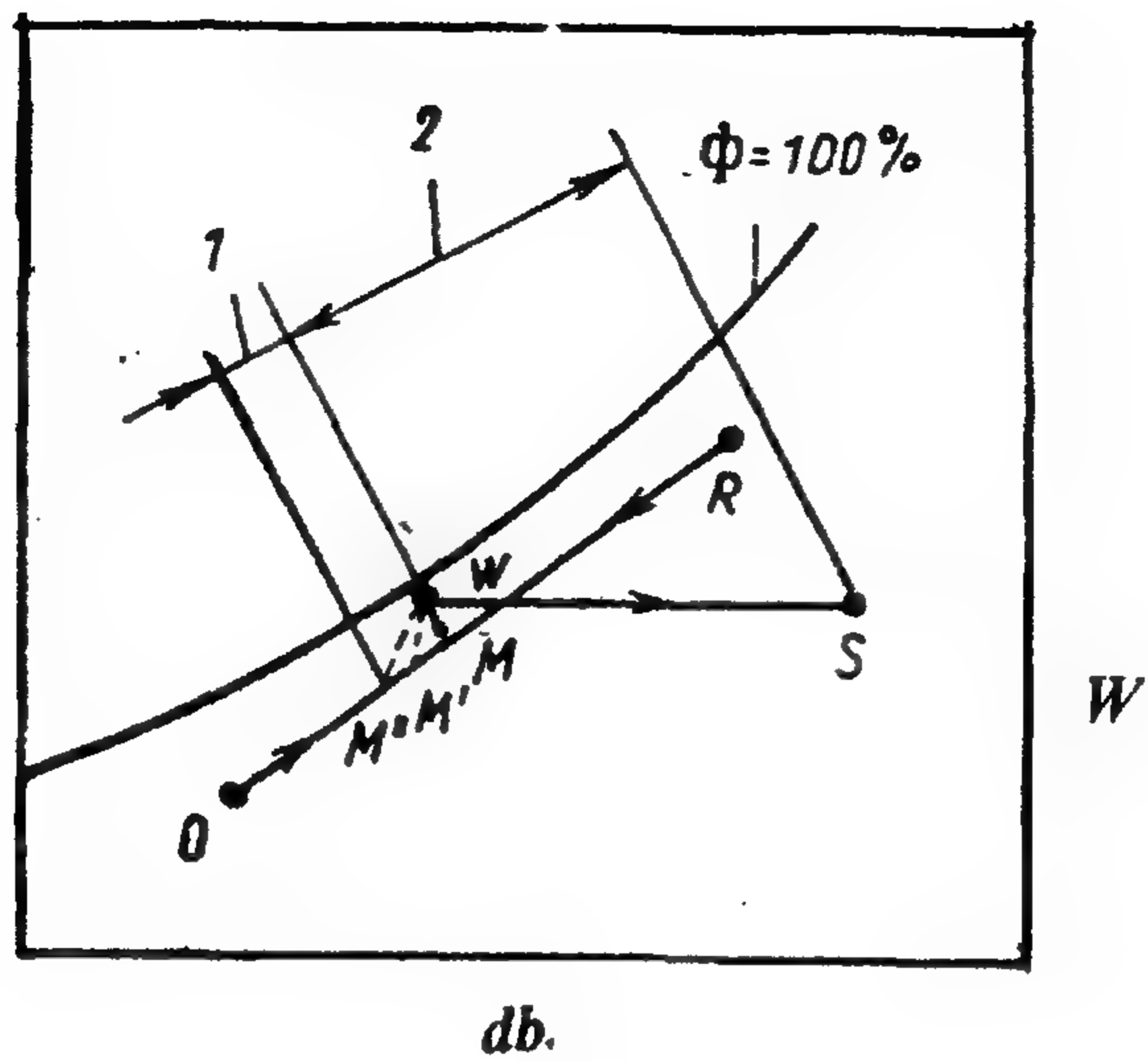


Figure 7.5 Return air, humidifier and re-heater winter A/C cycle

- 1- حالة الهواء الخارجى تحدد بالنقطة (O).
- 2- حالة هواء الغرفة (الراجع) وتحدد ظروف الراحة فى نقطة (R) .
- 3- الحمل الحرارى المحسوس والكامن  $q_s$  ,  $q_l$  من حساب الحمل الحرارى للمكان.
- 4- معدل التهوية للمكان ويحسب من إحدى الطرق الأربعة المعروفة.
- 5- تحدد نسب خلط الهواء الخارجى مع الهواء الراجع وتحدد كمية الهواء الكلى  $Q, m^3/s$  ثم تتبع الخطوات الآتية:
1. يتم حساب معامل الحرارة المحسوسة للمكان RSHF كما سبق .
2. تحدد موقع كل من النقطتين (O) ، (R) على خريطة السيكرومتري.
3. نحدد حالة هواء التغذية  $(t_s, W_s)$  من معادلات الاتزان الحرارى بمعلومية كل من  $Q, m^3/s$  ,  $q_l$  (kW) ,  $q_s$  (kW) .
4. من نقطة R نرسم خط الغرفة RSHF Line كما سبق بيانه فى الدورات السابقة.
5. تحدد حالة هواء الخلط (M) أنظر باب عمليات السيكرومتري باستخدام قانون حفظ الكتلة والطاقة).
6. تحدد حالة هواء التغذية  $t_s, W_s$  من المعادلتين (6.12 , 6.15).
7. من المحور الأفقى وبمعلومية  $t_s$  نرسم خطاً رأسياً يقطع خط الغرفة RSHF line فى نقطة (S) .
8. من نقطة (S) نرسم خطاً أفقياً من اتجاه منحنى التبخر  $\phi = 100\%$  .
9. من نقطة حالة هواء الخلط (M) نرسم خطاً يمثل عملية الترطيب الأدبائى  $(W_{bt} = \text{const})$  . هذا الخط يقطع الخط الأفقى المرسوم من (S) فى الخطوة السابقة.

نقطة التقاطع (W) تمثل نهاية عملية الترطيب.

من خريطة السيكرومتري نحدد الآتى:

1- الحمل الحرارى للغرفة.

$$\text{Room load} = m_a (h_s - h_R) , \quad \text{kW} \quad (7.9)$$

2- سعة السخان المتأخر Pre - heater capacity

$$q_{HC} = m_a (h_s - h_w), \quad \text{kW} \quad (7.10)$$

3- كمية المياه اللازمة للترطيب أو Washer capacity

$$m_w = m_a (W_w - W_M) , \quad \text{kg /s} \quad (7.11)$$

### 7.3.4 دورة شتوية لهواء راجع مع سخان متقدم وغرفة ترطيب وسخان متأخر

#### 7.3.4 Return air, pre- heater, humidifier, and re-heater A/C winter cycle

إذا انخفضت درجة حرارة الهواء الخارجى إلى أقل من الصفر المئوى ففي هذه الحالة يلزم استخدام سخان متقدم per- heater. إذا رجعنا إلى Fig 7.6 فإن الهواء الراجع فى حالة (R) بعد خلطه مع الهواء الخارجى فى حالة (O) ويعبر عن حالة الخليط بالنقطة (M). الهواء بعد خلطه يتم تسخينه تسخيناً محسوساً بواسطة السخان المتقدم Pre-heater من خلال العملية (MN) ثم يخضع بعد ذلك الترطيب الأدياباتي (wbt = const) من خلال العملية NW. ثم تنتهى الدورة بالتسخين المحسوس بواسطة السخان المتأخر من خلال العملية (WS). لتحديد النقط الرئيسية على خريطة السيكرومتري .

- 1- تحدد النقط (R)، (O).
- 2- تحدد نقطة (M) بنفس الطريقة فى الدورة السابقة.
- 3- يرسم خط الغرفة RSHF. line.
- 4- تحدد حالة هواء التغذية (S) من معادلات الأتزان الحرارى
- 5- من النقطة (S) نرسم خطاً أفقياً فى اتجاه منحني التشبع حتى تقطع المنحني  $\phi = 90\%$  فتغطى نقطة (W) .
- 6- من نقطة (M) نرسم خطاً أفقياً فى اتجاه زيادة درجة الحرارة الجافة.
- 1- من نقطة (W) نرسم خط عملية الترطيب بحيث ينطبق مع خط ترجة الهواء الرطبة المار بنقطة (W) حتى يقطع الخط الأفقى المرسوم من (M) فى الخطوة (6) فيعطى نقطة (N).

من خريطة السيكرومتري تحدد الآتى:

الحمل الحرارى للغرفة Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_s - h_R) , \quad \text{kW}$$

سعة السخان المتقدم Pre-heater Capacity

$$q_{HCl} = m_a (h_N - h_M) \quad \text{kW}$$

سعة السخان المتأخر Re- heater capacity

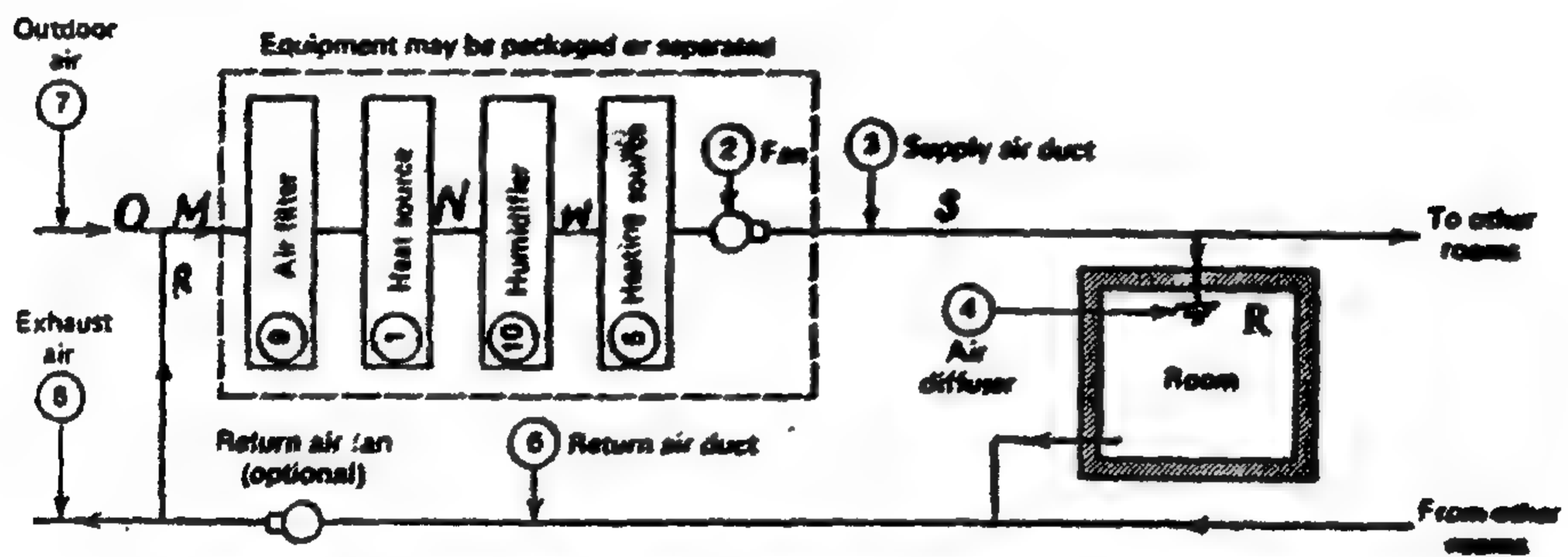
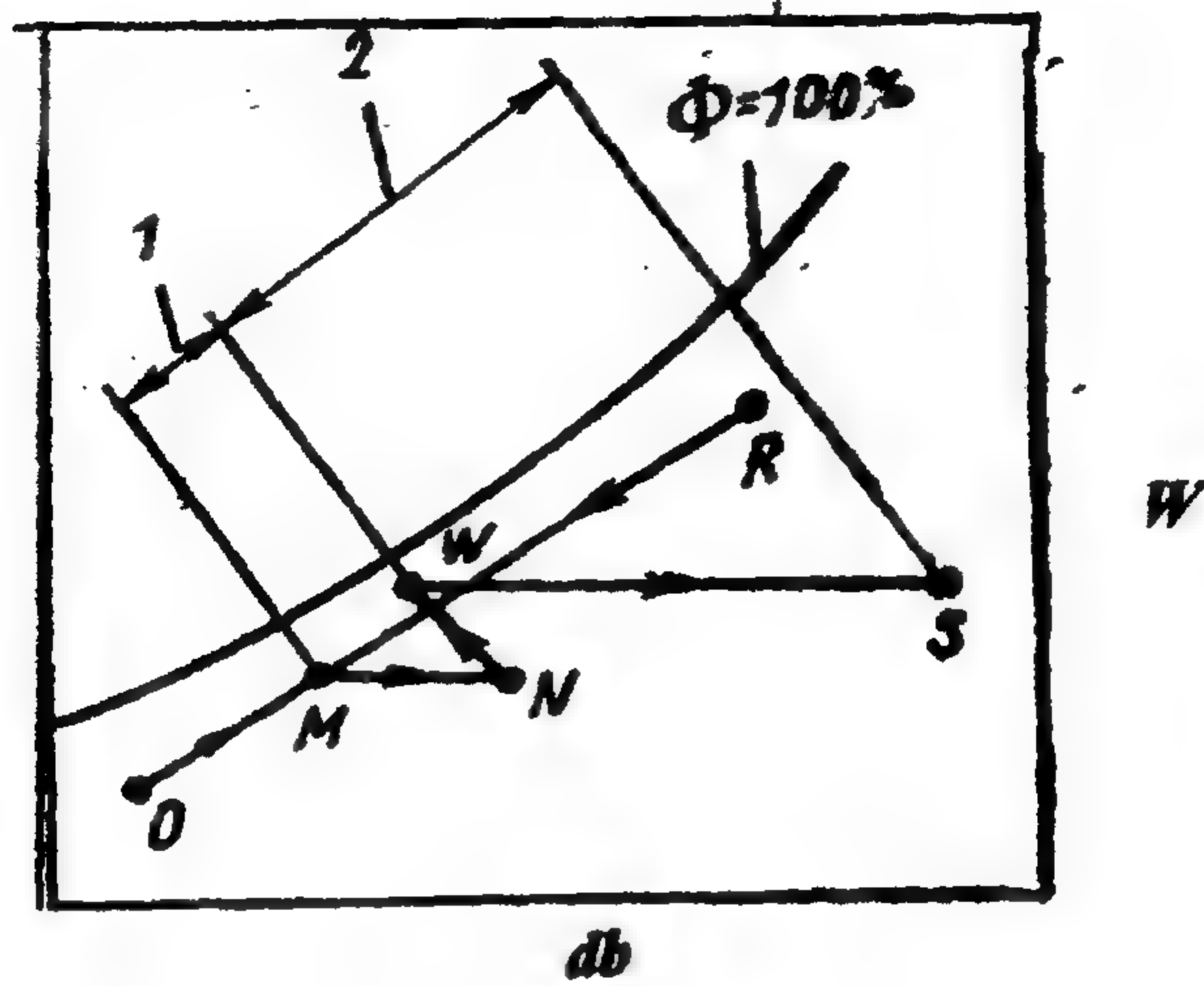


Figure 7.6 Return air, pre-heater, humidifier, re-heater winter AC cycle.



$$q_{HCH} = m_a (h_s - h_w) \quad , \quad kW$$

كمية المياه اللازمة الترطيب .

$$m_w = m_a (W_w - W_N) \quad , \quad kg /s$$

## 7.4 دائرة تكييف الهواء الصيفية 7.4 Summer A/C Cycles

تحتوى دوائر التكييف الصيفية عادة على ملف تبريد Cooling coil وذلك لخفض درجة الحرارة والرطوبة كما قد تشمل على سخان متأخر Re- heater وتتمثل أهمية هذا السخان على ضبط حالة الهواء بعد تبريده وإزالة رطوبته إلى حالة التغذية القريبة من ظروف الراحة للمكان كما قد تشمل على غرفة ترطيب فى حالة المناخ الجاف .

### 7.4.1 دورة صيفية 100% هواء خارجى مع ملف تبريد وسخان متأخر .

#### 7.4.1 100% Outside Air, cooling Gil and Re-heater A/C

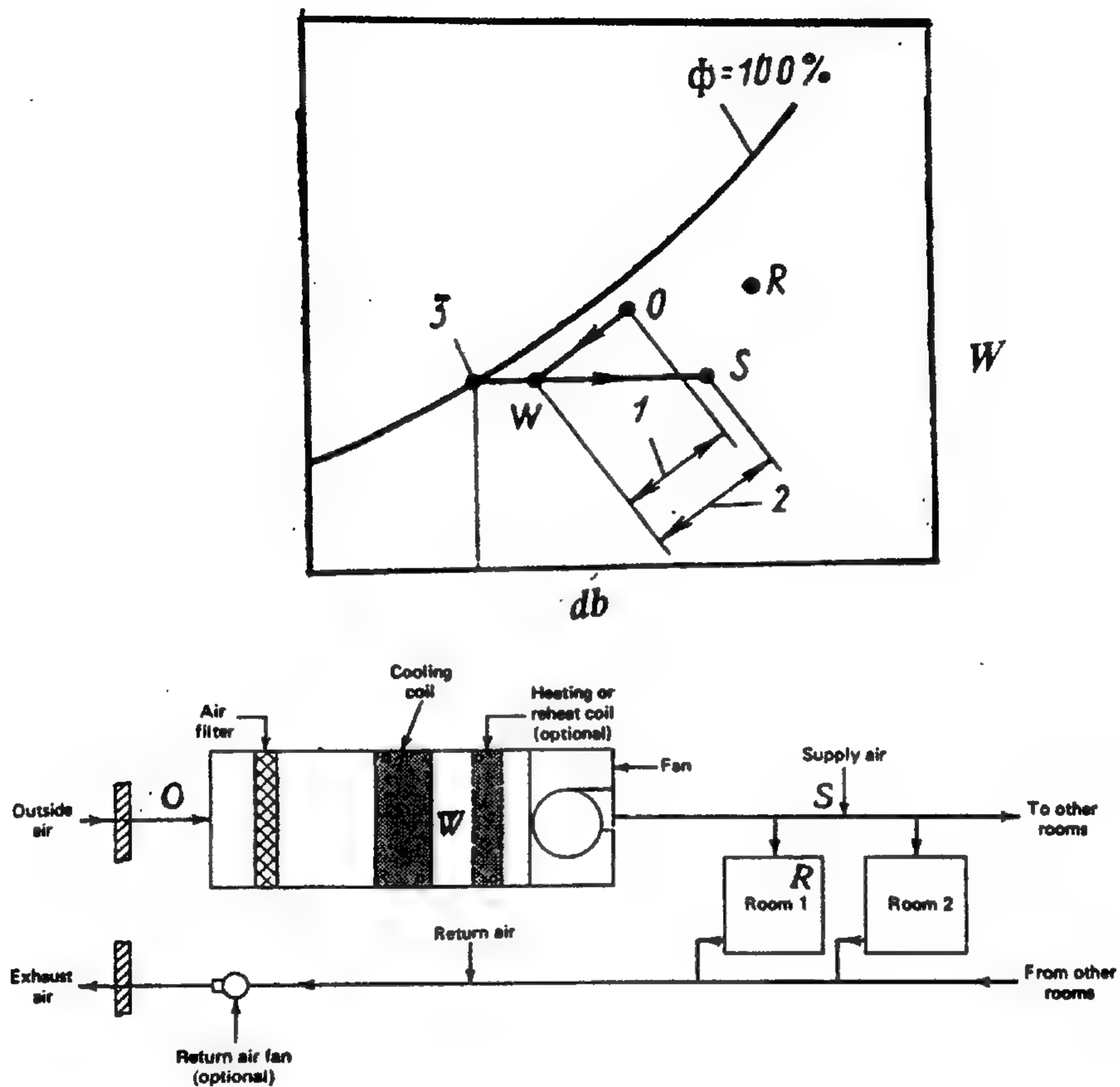
##### summer cycle.

هذه الدورة تستخدم هواء خارجى بنسبة 100%، حيث قد يتطلب الأمر لظروف خاصة مثل المعامل، والمستشفيات وخاصة حجرات العمليات والعناية المركزة وكذلك بعد المنشآت التى تتطلب التنقية المتسمرة للهواء بعد تلوثه.

فى حالة المناخ الصيفى نجد أن حالة الهواء الخارجى ممثلة بالنقطة (O) على خريطة السيكرومتري Fig 7.7 ذات درجة حرارة مرتفعة ورطوبة مرتفعة. ومن دراسة الحالة نجد أن درجة الحرارة الرطبة للهواء الخارجى أقل من مثيلتها للهواء الغرفة الممثلة بنقطة (R) وأعلى من نقطة الندى للهواء التغذية الممثل بنقطة (S). لمعالجة هذا الهواء يجب خفض درجة حرارته وخفض نسبة رطوبته وذلك بإمراره على ملف تبريد من خلال العملية (OW) بحيث  $(W_s = W_w)$ . الهواء فى الحالة (W) نلاحظ أن درجة حرارته قد انخفضت ولكن الرطوبة النسبية له عالية. ولمعالجة هذا الوضع يتم أمرار الهواء على سخان متأخر حتى تصل درجة حرارته الجافة إلى  $t_s$ .

لتحديد النقط الرئيسية على خريطة السيكرومتري يلزم معرفة الآتى:

- 1- حالة الهواء الخارجى (O) وحالة هواء الغرفة (R) تحدد ظروف الراحة فى المكان صيفا.



*Figure 7.7 100% outside, cooling coil and re- heater summer A/C cycle.*

2- الحمل الحرارى المحسوس  $q_s$ ، الحمل الحرارى الكامن  $q_L$  مقدار kW.

3- معدل هواء التهوية اللازم Q مقدار بـ  $m^3/s$  ثم تتبع الخطوات الآتية:

1. يتم توقيع نقطة (O) ، (R) على الخريطة.

2. حساب معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF ونرسم خط الغرفة

3. يتم حساب حالة التغذية ( $t_s$  ,  $W_s$ ) من معادلات الأتزان الحرارى للمكان.

4. من المحاور الأفقى لخريطة السيكروميترى نرسم خطاً رأسياً بقيمة  $t_s$  حتى

يتقاطع مع خط الغرفة فى نقطة (S).

5. من النقطة (S) نرسم خطاً أفقياً باتجاه منحنى التشبع حتى يقطع منحنى

$\phi = 90\%$  فى نقطة (W).

الخط (OW) يمثل خط عملية ملف التبريد Cooling coil process line

من الخريطة نحدد الآتى :

الحمل الحرارى للغرفة Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_R - h_s), \quad \text{kW} \quad (7.12)$$

سعة ملف التبريد Cooling coil capacity  $q_{cc}$

$$q_{cc} = m_a (h_o - h_w), \quad \text{kW} \quad (7.13)$$

سعة ملف التسخين Heating coil capacity  $q_{hc}$

$$q_{hc} = m_a (h_s - h_w), \quad \text{kW} \quad (7.14)$$

كمية الرطوبة المزالة  $m_w$

$$m_w = m_a (W_o - W_w) \quad \text{kg/s} \quad (7.15)$$

#### 7.4.2 دورة صيفية باستخدام هواء راجع مع ملف تبريد وسخان متأخر

##### 7.4.2 Return Air, cooling coil and re-heater A/C summer cycle

تستخدم هذه الدورة عندما تكون درجة حرارة الهواء الخارجى الرطبة  $t_{wb}$  للحالة (O) أكبر من مثيلتها لهواء الغرفة (R) كما هو موضح فى Fig 7.8. فى هذه الحالة يستخدم أقل قدر ممكن من الهواء الخارجى الذى حالته (O) بنسبة (25%) ويخلط مع الهواء الراجع فى الحالة (R) ويعبر عن حالة الخلط بالنقطة (M). الهواء فى الحالة (M) يمر على ملف تبريد فيتم



تبريده وتزال رطوبته ويعبر عن حالة المغادرة بالنقطة (W) التي تحددتها نسبة الرطوبة لحالة التغذية (Ws). الهواء في هذه الحالة درجة حرارته منخفضة ورطوبته النسبية عالية، فيخضع لعملية تسخين محسوس حتى الحالة (S) والتي تحدد من معادلات الأتزان الحرارى للمكان. لتحديد النقط الرئيسية للدورة يلزم الآتى:

- 1- حالة الهواء الخارجى (O) وحالة هواء الغرفة (R).
- 2- الحمل الحرارى المحسوس  $q_s$ ، الحمل الحرارى الكامن  $q_L$ .
- 3- معدل التهوية اللازم  $Q, m^3/s$  ونسبة خلط الهواء الراجع مع الهواء الخارجى. بعد ذلك يتم اتباع الآتى:
- 1- يتم توقيع النقطة (O) ، (R) على خريطة السيكترومترى.
- 2- يتم توقيع النقطة (M) على طريق استخدام معادلات الخلط على الخط (OR).
- 3- يتم تحديد معامل الحرارة المحسوس للغرفة RSHF وبعدها يتم رسم خط الغرفة من نقطة (R) مستعينا بقيمة RSHF.
- 4- يتم تحديد حالة التغذية (S) بواسطة معادلات الأتزان الحرارى للمكان.
- 5- من المحور الأفقى لخريطة السيكترومترى نرسم خطا رأسيا بقيمة تساوى  $t_s$  حتى يقطع خط الغرفة RSHF فى نقطة تحدد حالة هواء التغذية (S).
- 6- من نقطة (S) نرسم خطا افقيا فى اتجاه منحنى التتببع فيقطع منحنى  $\phi = 90\%$  فى نقطة (W).

- 7- نصل نقطة (M) مع (W) فيعطى خط عملية الملف Coil process line. من الخريطة نحدد الآتى:

الحمل الحرارى للغرفة Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_R - h_s), \quad \text{kW}$$

سعة ملف التبريد Cooling Coil Capacity  $q_{cc}$

$$q_{cc} = m_a (h_R - h_w), \quad \text{kW}$$

سعة ملف التسخين Heating coil Capacity  $q_{hc}$

$$q_{hc} = m_a (h_s - h_w), \quad \text{kW}$$

هذه الدائرة تمتاز عن سابقتها فى توفير الطاقة.



### 7.4.3 استخدام هواء الأمرار الجانبى

#### 7.4.3 The use of by – passed air

فى بعض دوائر معالجة الهواء الصيفية كما هو الحال باستخدام هواء راجع مع ملف تبريد وسخان متأخر Fig 7.8، يتطلب الأمر تنفيذ ذلك مع أقل تكلفة ممكنة.

يمكن تنفيذ ذلك باستخدام الأمرار الجانبى للهواء الراجع. فى هذه الحالة الهواء الراجع المخصص لخلطه مع الهواء الخارجى يقسم إلى جزئين Rx , Ry كما هو مبين فى Fig 7.9 الجزء Ry يتم خلطه مع الهواء الخارجى و يمرر على ملف التبريد وتزال رطوبته خلال العملية MW.

الهواء المعالج فى الحالة (W) يتم خلطه مع الجزء Rx الذى حالته هى حالة هواء الغرفة (R) ولكن تم إمراره جانبيا بعيدا عن ملف التبريد ، فتكون حالة الخلط هى نقطة (S) وبذلك يكون قد تم الاستغناء عن السخان المتأخر الذى يمثل فى النظام السابق بالخط WS. من خريطة السيكرومتري نحدد .

حمل الغرفة Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_R - h_S) ,$$

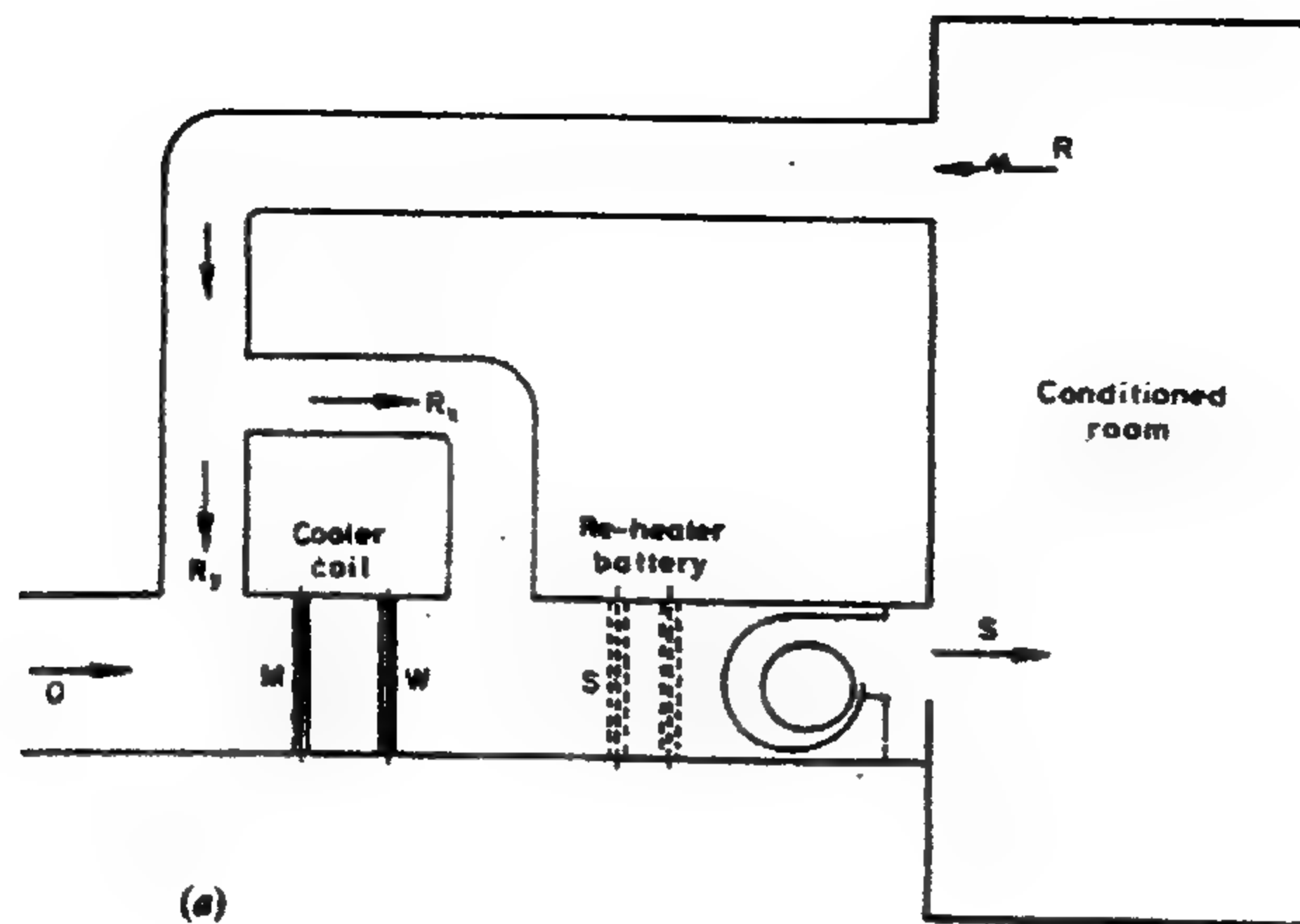
kW

سعة ملف التبريد  $q_{cc}$

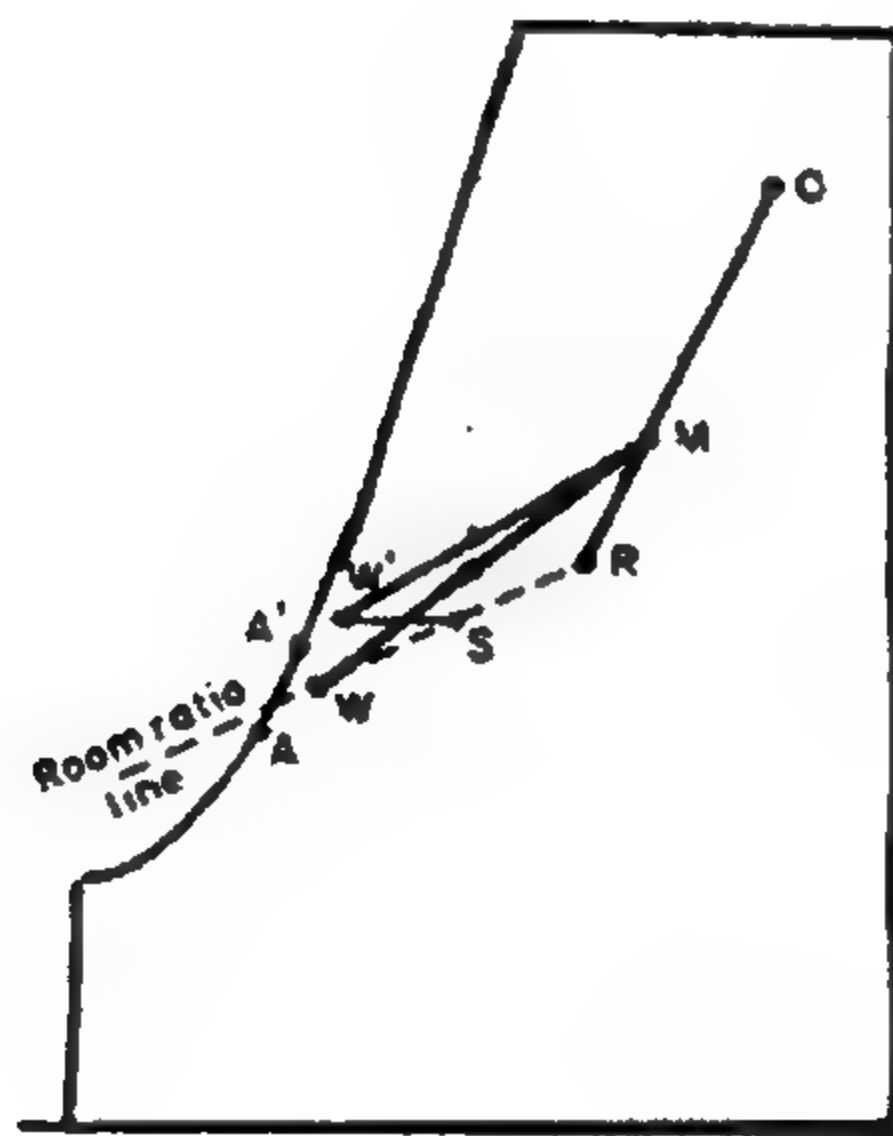
$$q_{cc} = m_a (h_M - h_W)$$

#### Example 7.1

A given space of 15m x 20m x 6m, having 2 air change /h, is to be maintained at 25.5C°db & 15C°wb. The total heat gain to the space has been determined to be 17.6 kW, of which 12,3kW is sensible. The outdoor requirement of occupants is 0.25m³/s. The outdoor has a temperature and relative humidity of 32 C°db and 60%, respectively. Determine the quantity and state of air supplied to the space and the required capacity of the cooling and dehumidifying equipment and re-heater capacity.



(a)



(b)

**Figure 7.9 The use of By- Passed Return air**

$$RSHF = \frac{q_s}{q_t} = \frac{12,3}{17,6} \approx 0.7$$

خواص الهواء الخارجى نقطة (O) من Fig 7.10

$$t_{db} = 32C^\circ \quad RH = 60\%, \quad h_o = 78 \text{ kJ /kg}, \quad W_o = 0.018 \frac{\text{kgwv}}{\text{kgda}}$$

خواص هواء الغرفة نقطة (R)

$$t_{db} = 25.5C^\circ, \quad t_{wb} = 18C^\circ, \quad h_R = 51 \text{ kJ/kg} \quad W_R = 0.01 \frac{\text{kgwv}}{\text{kgd.a}}$$

حجم هواء التغذية المطلوب  $Q, m^3/s$

$$Q_t = \frac{15 \times 20 \times 6 \times 2}{3600} = 1 m^3 / s$$

كمية هواء التغذية  $kg / s, m_t$

$$m_t = Q_t \times \rho =$$

$$= 1 \times 1,2 = 1.2, \quad \text{kg/s}$$

كمية الهواء الخارجى  $kg / s, m_o$

$$m_o = 0.25 \times 1.2 = 0.3, \quad \text{kg /s}$$

كمية الهواء الراجع  $kg/s, m_R$

$$m_R = m_t - m_o$$

$$= 1.2 - 0.3 = 0.9, \text{ kg/s}$$

انثالبي الخليط  $h_M$

$$m_t \cdot h_M = m_o h_o + m_R \cdot h_R$$

$$1.2 h_M = 0.3 \cdot 7.8 + 0.9 \times 51$$

$$h_M = 57.75, \text{ kJ/kg}$$

نقطة M يحددها تقاطع خط  $h_M = 57.75$  مع الخط R-O

درجة حرارة هواء التغذية  $t_s$

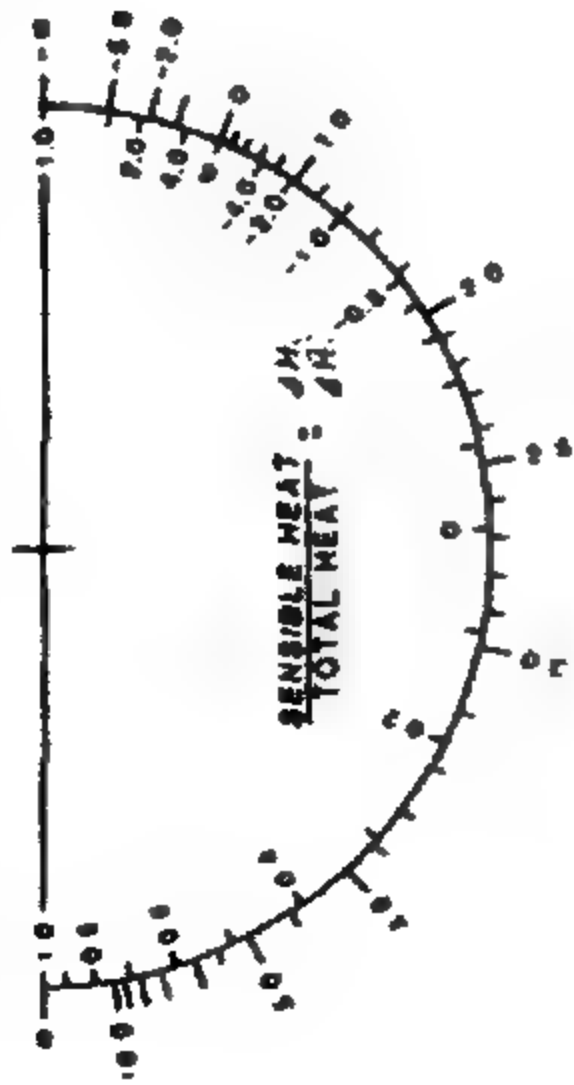
$$t_s = \frac{360 \times Q_t \times t_R - 273 q_s}{360 Q_t + q_s}$$

$$= \frac{360 \times 1 \times 25.5 - 273 \times 12.3}{360 \times 1 + 12.3} = 15.64, C^\circ$$

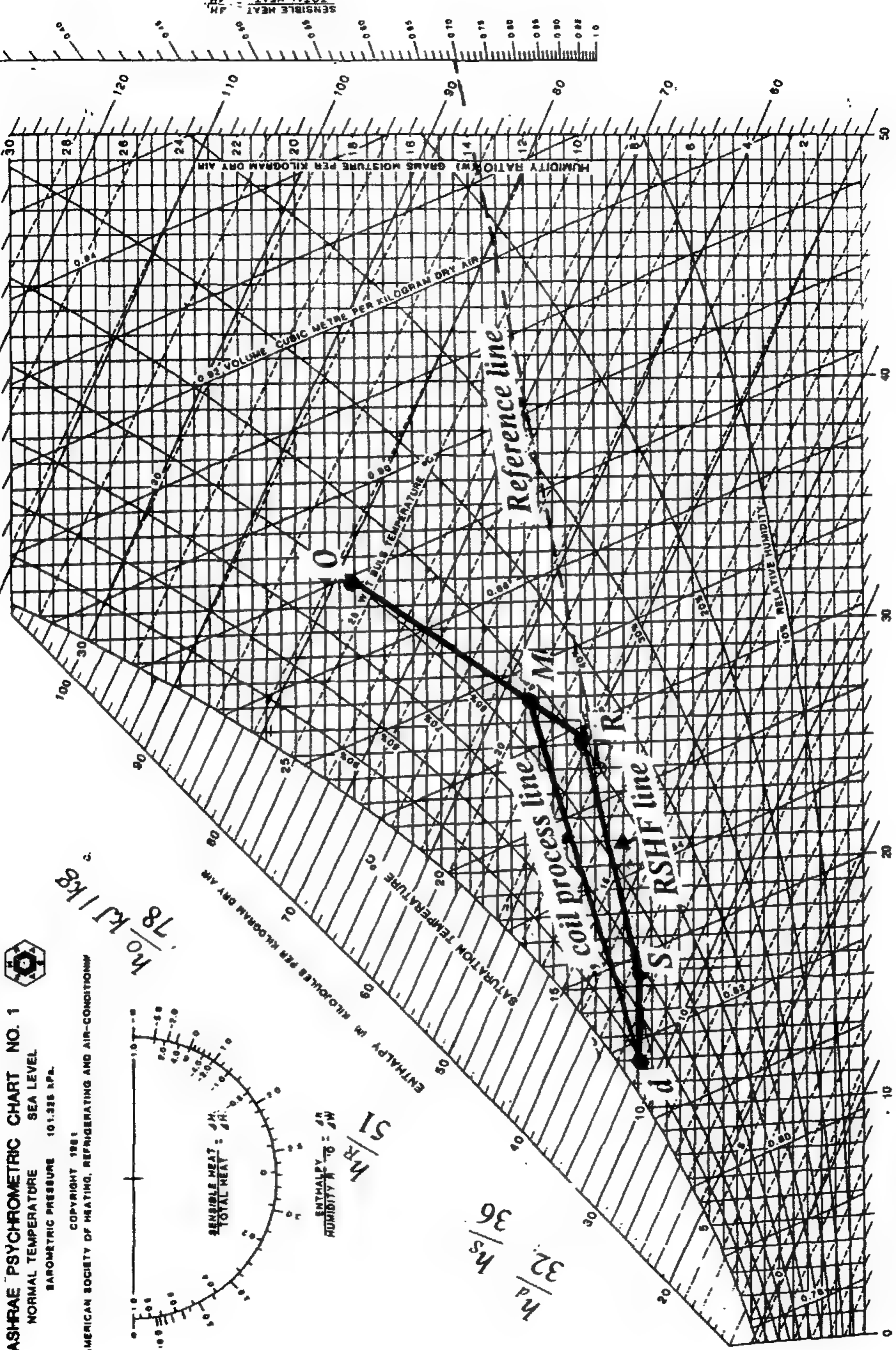
# ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL  
BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa

COPYRIGHT 1981  
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING



ENTHALPY  $\frac{h}{\text{kJ/kg}}$   
HUMIDITY  $\frac{W}{\text{kg}}$



DRY BULB TEMPERATURE °C

Reprinted by permission of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

... to ... for example 7.1

نسبة الرطوبة  $W_s$  لهواء التغذية

$$q_l = \frac{860000}{273 + t_s} \times Q_l \times (W_R - W_s)$$

$$5.3 = \frac{86000}{273 + 15.64} \times 1(0.01 - W_s)$$

$$W_s = 0.0082, \text{ kg wv / kg d.a.}$$

لتحديد النقطة الرئيسية على خريطة السيكرومتري

1- نرسم خطا يصل بين النقطة القياسية ( $t_{db} = 24^\circ\text{C}$  & 50%) والقيمة 0.7 على

تدرج معامل الحرارة المحسوسة فنحصل على الخط القياسي.

2- من نقطة R نرسم خطا موازيا الخط القياسي فنحصل على خط الغرفة Room line.

3- من المحور الأفقي وعند  $t_s = 15.64^\circ\text{C}$  نرسم خطا رأسيا فيقطع خط الغرفة في نقطة

(S) وهي تمثل حالة هواء التغذية.

4- من نقطة S نرسم خطا أفقيا عند  $W_s = 0.0082 \text{ kg / kg}$  حتى يقطع منحنى

$\phi = 90\%$  في نقطة (d) وهي نقطة مغادرة الهواء لملف التبريد خلال العملية dM.

ونشرح الدورة كالتالي:

الهواء الخارجى كتلة  $m_o$  يخلط مع هواء الراجع كتلته  $m_R$  وتكون نقطة الخلط هي (M)

الهواء الذى كتلته  $m_i$  فى حالة M يمر على ملف التبريد فتتخفض درجة حرارته ورطوبته

خلال العملية dM حتى يغادر ملف التبريد فى نقطة (d) بعد ذلك يتم تسخين الهواء تسخيناً

محسوساً بواسطة السخان المتأخر خلال العملية dS حتى نقطة التغذية (S).

سعة ملف التبريد

$$q_{cc} = m_a (h_M - h_d)$$

$$= 1.2 (57.75 - 32) = 30.9, \text{ kW}$$

كمية الرطوبة المزالة

$$m_w = m_a (W_R - W_s)$$

$$= 1.2 (0.012 - 0.0082) = 4.56 \cdot 10^{-3}, \text{ kg/s}$$

سعة ملف التسخين المتأخر

$$q_{H.C} = m_a (h_s - h_d)$$

$$= 1.2 (36 - 32) = 4.8, \text{ kW}$$



### Example 7-2

Space to be maintained at 24°Cdb and 50% RH. Heat losses from the space are 66kW sensible and 16.5 kW latent. The outdoor air required is 0.9m<sup>3</sup>/s and is at 10°Cdb and 60% RH. Determine the quantities of air supplied at 40°Cdb, the state of supply air, the size of furnace, or heating coil, and the humidifier characteristics.

$$RSHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} \quad \text{معامل الحرارة لمحسوسة}$$
$$= \frac{66}{66 + 16.5} = 0.8$$

حالة الهواء في الغرفة (R) منطبقة على حالة النقطة القياسية Fig 7.11 نصل نقطة (R) مع 0.8 على تدريج معامل الحرارة المحسوسة نحصل على خط الغرفة (الذي ينطبق في هذه الحالة مع الخط القياسي). من المحور الأفقي وعند  $t_s = 40^\circ\text{C}$  نرسم خطاً رأسياً يقطع خط الغرفة Room line في نقطة (S) التي هي حالة هواء التغذية. وبتطبيق المعادلة (6.9) نعين كمية الهواء Q

$$Q = \frac{q_s (273 + t_s)}{360(t_s - t_R)}$$
$$= \frac{66 (273 + 40)}{360 (40 - 24)} = 3.59, m^3 / s$$

من خريطة السيكرومتري عند حالة التغذية: الحجم النوعي  $v_o = 0.902 m^3 / kg$

$$m_a = Q/v = 3.59/0.902 = 3.97, kg/s \quad \text{نحدد كمية الهواء } m_a$$

هذه الكتلة تساوي مجموع كتلتي تيارى الهواء الراجع والهواء الخارجى.

$$m_a = m_{(o)} + m_R$$

$$3.97 = \frac{0.9}{v_o} + m_R$$

من خريطة السيكرومتري: الحجم النوعي للهواء الخارجى  $v_o = 0.806 m^3 / kg$

$$3.97 = \frac{0.9}{0.806} + m_R$$

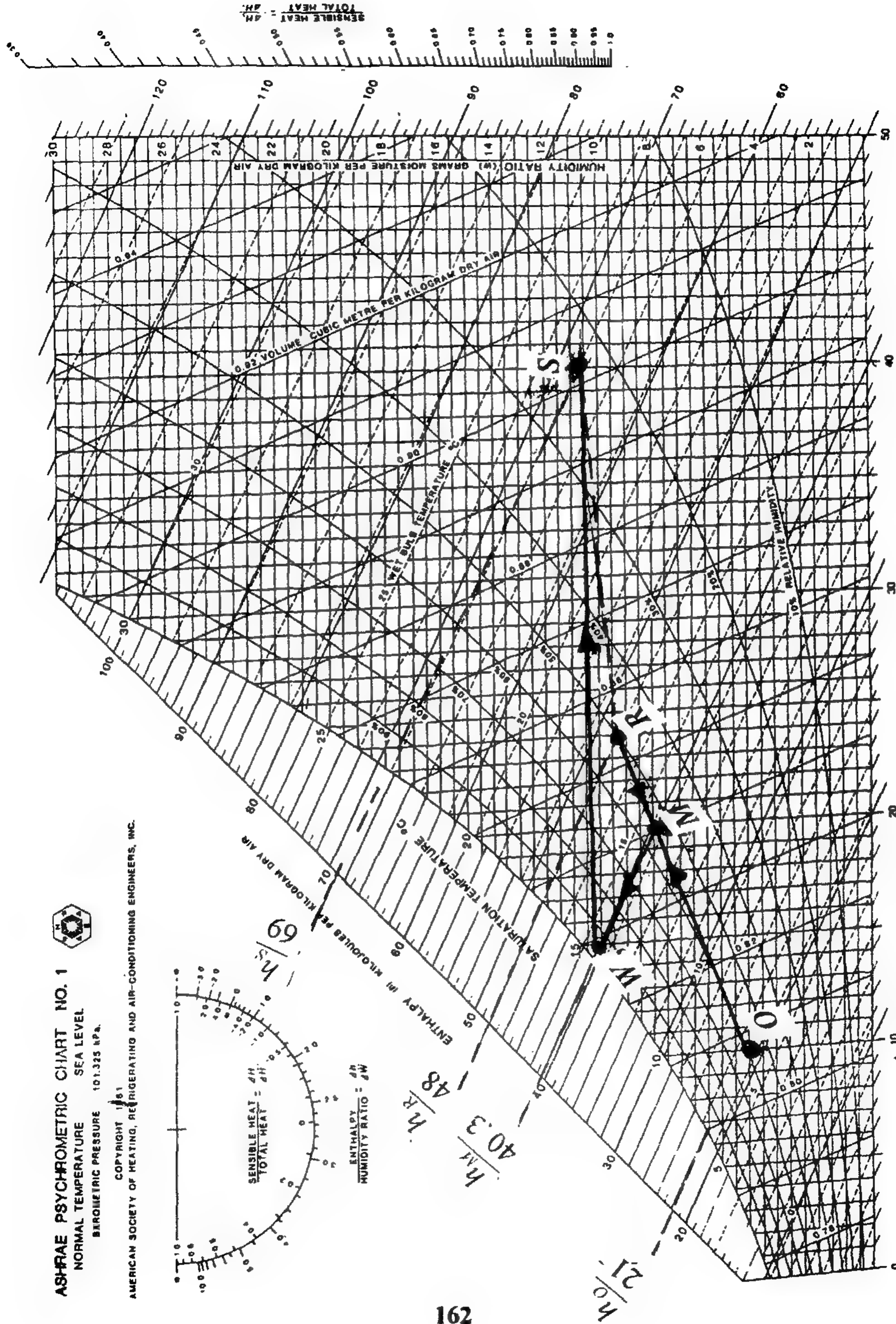
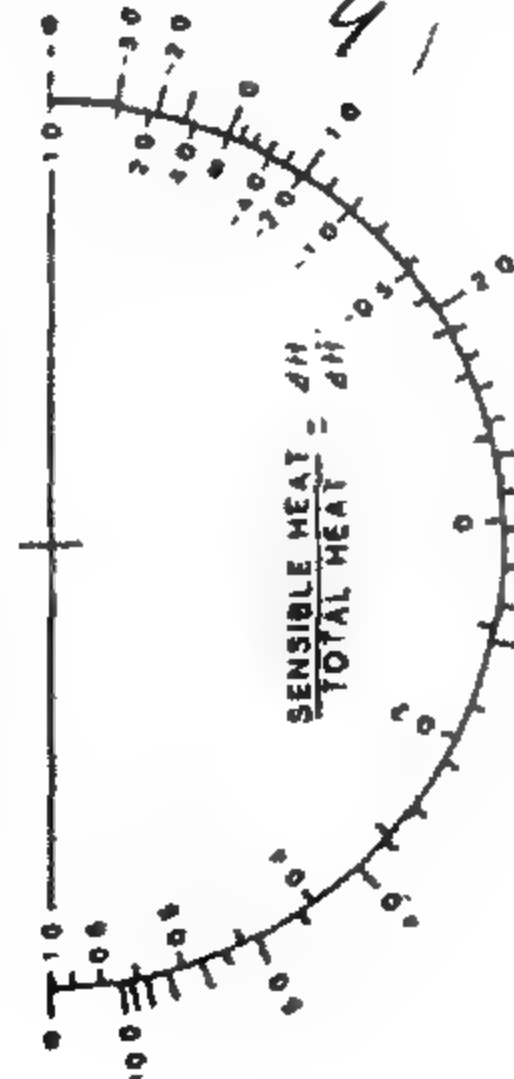
# ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL

BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa



COPYRIGHT 1981  
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



$$m_R = 2.85 \text{ kg/s}$$

كتلة الهواء الراجع:  $m_R$

لايجاد حالة الخلط نطبق قانون حفظ الطاقة

$$m_a \cdot h_M = m_O \cdot h_O + m_R \cdot h_R \quad (1)$$

من خريطة السيكرومتري نقرأ

$$h_O = 21 \text{ kJ/kg} \quad \& \quad h_R = 48 \text{ kJ/kg}$$

وبالتعويض في (1) نحصل على  $h_M$

$$3.97 \cdot h_M = (0.9 / 0.806) 21 + 2.85 \times 48$$

$$h_M = 40.36 \text{ kJ/kg}$$

نرسم خطاً من تدريج الانثالبيا  $h_M = 40.36 \text{ kJ/kg}$  حتى يقطع الخط OR. نقطة

التقاطع (M) تعطى موقع حالة هواء الخلط M. الهواء في نقطة M يخضع إلى عملية

ترطيب بثبات درجة الحرارة الرطبة مقدارها  $14.2^\circ\text{C}$  حتى يقطع منحنى ( $\phi = 95\%$ ) في

نقطة (W) بعدها تجرى عملية تسخين محسوس للهوا من W إلى حالة التغذية في نقطة (S).

من الخريطة نحدد

$$q_{H.C} = m_a (h_S - h_W)$$

$$= 3.97 (69 - 40.36) = 113.7 \text{ kW}$$

سعة غرفة الترطيب

$$m_w = m_a (W_W - W_M)$$

$$= 3.97 (0.10 - 0.008) = 7.94 \text{ kg/s.}$$

### Example 7.3

An air-conditioning plant comprising outside air in take, re-circulated air, mixing chamber sprayed cooler coil, supply fan ducting handles a total of 1.26 kg/s of air. The cooler receives 20% by mass of fresh air at  $28^\circ\text{C db}$ ,  $20^\circ\text{C wb}$  and 80% of re-circulated air at  $22^\circ\text{C db}$ , 50% RH. The space suffers a sensible gains of 10.57 kW and latent gains of 3.24 kW, then calculate the supply air conditions. If the sensible gain diminishes to 5 kW, while the latent gain remaining constant, determine the cooler capacity for partially load conditions.



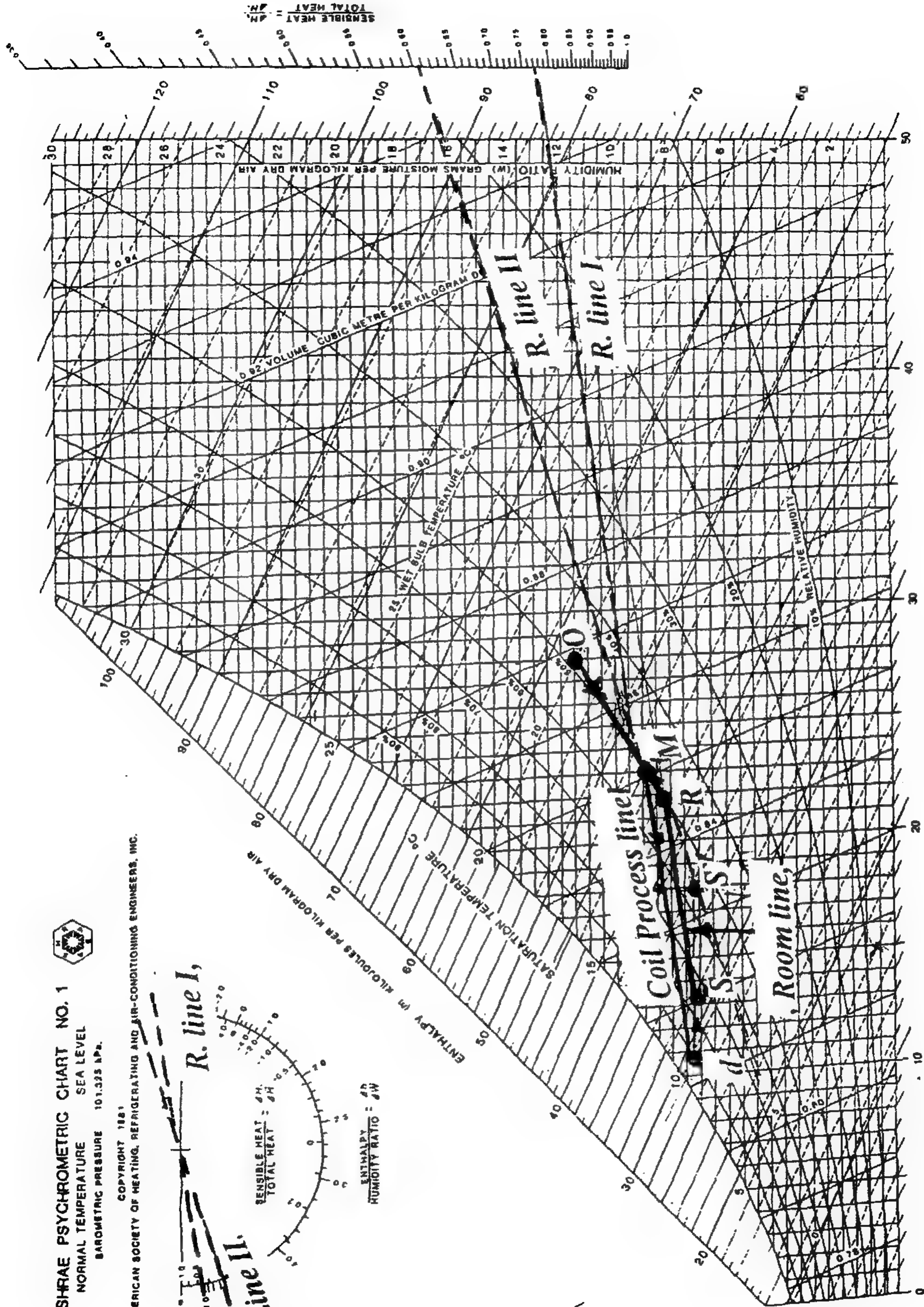
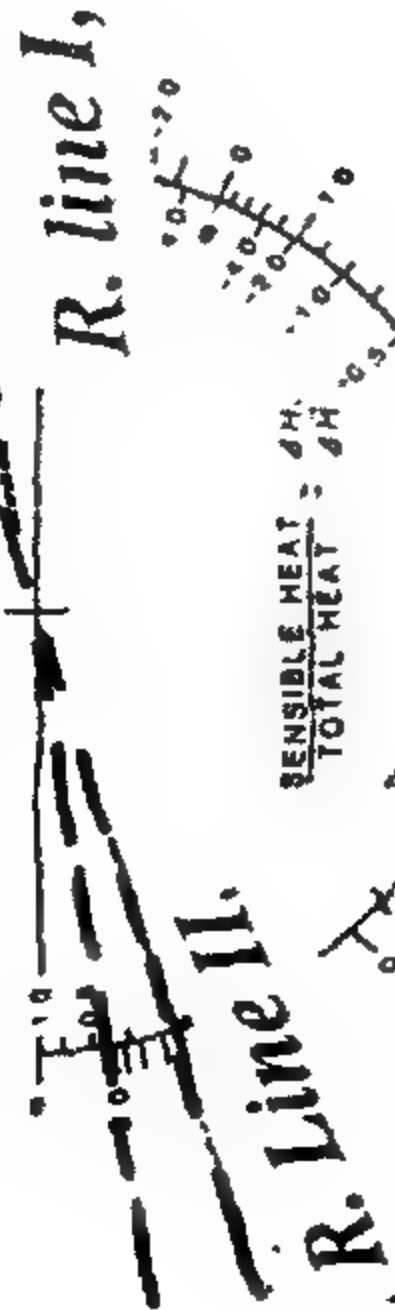
# ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL  
BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa.



AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.

COPYRIGHT 1981



بالرجوع إلى Fig 7.12 نقرأ خواص الحالات (O) ، (R)

$$h_O = 58, \text{kJ/kg}$$

$$W_O = 0,01125 \text{ kg wv/kg d.a}$$

$$h_R = 44, \text{kJ/kg}$$

$$W_R = 0.0083 \text{ kg wv/ kg d.a}$$

انتالبيا الهواء (الخلط) قبل دخوله على ملف التبريد

$$h_M = 0.2 h_O + 0.8 h_R$$

$$= 0.2 \times 58 + 0.8 \times 44 = 47, \text{ kJ / kg}$$

نرسم خطا من تدريج الانتالبيا عند قيمة  $47, \text{ kJ / kg}$  ليقطع خط R.O في نقطة M. التي

هي نقطة الخلط ومنه نقرأ أن  $W_M = 0,0087 \text{ kg wv/ kg d.a}$  من خريطة السيكرومتري

نقرأ أن الحجم النوعي لهواء الخلط  $v = 0.846 \text{ m}^3/\text{kg}$

∴ معدل تدفق الهواء Q  $\text{m}^3/\text{s}$ ,

$$Q = m \times v = 1,25 \times 0.846 = 1.07 \text{ m}^3/\text{s}$$

نحدد حالة هواء التغذية  $t_s$  ،  $(W_s)$

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 q_s}{360 Q + q_s} = \frac{360 \times 1.07 \times 22 - 273 \times 11.57}{360 \times 1.07 + 11.57} = 13.4, \text{C}^\circ$$

$$q_l = \frac{860000 \times Q (W_R - W_s)}{273 + t_s}$$

$$3.24 = \frac{860000 \times 1.07 \times (0.0083 - W_s)}{273 + 13.4}$$

$$W_s = 7.29 \cdot 10^{-3}, \text{ kg wv / kg d.a.}$$

معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF

$$RSHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} = \frac{11.57}{11.57 + 3.24} = 0.78$$

صل نقطة (S) مع نقطة R تعطى خط الغرفة Room line

صل النقطة القياسية مع  $SHF = 0.78$  يعطى الخط القياسي R.line إذا كان الخطان

متوازيان وهذا مؤشر على سلامة الخطوات.

من النقطة (S) أرسم خطا افقيا حتى يقطع المنحنى  $\phi = 90\%$  في نقطة (d) وهي نقطة

مغادرة الهواء لملف التبريد عبر تبريد الهواء وإزالة رطوبته خلال العملية (dM)

$$q_{cc} = m_a (h_M - h_a)$$

سعة ملف التبريد

$$= 1.26 (47 - 29) = 22.68, \text{ kW}$$



العملية Sd هي عملية تسخين محسوس للهواء قد تتم بمرور الهواء على موتور المروحة أو قد تزود وحدة المناولة بسخان متأخر لهذا الغرض سعته  $q_{H.C}$

$$q_{H.C} = m_a (h_s - h_d) \\ = 1,26 (32 - 29) = 3.78, \text{ kW}$$

في حالة الحمل الجزئ و بفرض ثبات كمية الهواء المارة

$$RSHF = \frac{q'_s}{q'_s + q_l} = \frac{5}{5 + 3.24} = 0.61$$

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 - q'_s}{360 \times Q + q'_s} \\ = \frac{360 \times 1.07 \times 22 - 273 \times 5}{360 \times 1.07 + 5} = 18.22^\circ \text{C}$$

$$q_l = \frac{860000 \times Q (W_R - W_s)}{273 + t_s}$$

$$3.24 = \frac{860000 \times Q \times (0.0083 - W_s)}{273 + 18.22}$$

$$W_s = 7.27 \cdot 10^{-3} \text{ kg wv / kg d.a.}$$

نرسم من نقطة (s') خطا أفقيا في اتجاه  $\phi = 90\%$  حتى يقطعه في (d) مصادفة نقطة

التقاطع انطبقت مع نقطة (d) في الحالة السابقة.

فيكون سعة التبريد دون تغيير.

## **Problems.**

7.1 As air- conditioned space is being held at  $26,5^{\circ}\text{db}$ , 50%RH. A flow rate of 3000 L/s of supply air at  $14^{\circ}\text{C}$  and 90% RH, is being delivered to the space, to maintain that steady conditions. Find

- a) sensible and latent heats absorbed from the room air.
- b) The room SHF.

Ans. a : 32,5,kW, 10kW                      b: RSHF = 0.753

7-2 A building has a total heating load of 52,6 kW. The sensible heat factor for the space is 0.8. The space is to be maintained at  $22^{\circ}\text{db}$ , 40% RH. Outdoor air at  $5^{\circ}\text{C}$  and 20% RH, in the amount of  $0.472 \text{ m}^3/\text{s}$  is required. Air is supplied to the space at  $49^{\circ}\text{C}$  Find:

- a : The conditions and the amount of air supplied to the space.
- b: The temperature rise of air through the furnace.
- c: The amount of water at  $10^{\circ}\text{C}$  required to the humidifier.
- d: The capacity of the furnace.

7.3 The air in a room is to be maintained at  $22^{\circ}\text{db}$ , 50% RH, by supplying of air at the temperature of  $12^{\circ}\text{C}$ . The design conditions are as follows.

Sensible heat gains 6kW, latent heat gains 1.2,kW. Outdoor conditions are:  $32^{\circ}\text{db}$  &  $24^{\circ}\text{wb}$ . The ratio of re-circulated air to fresh air is fixed at 3: 1 by mass. Plant consists of a direct expansion cooler, re-heater and constant speed fan allowing  $1^{\circ}\text{C}$  for fan power. Calculate:

- a. The supply air quantity in  $\text{m}^3/\text{s}$  and its moisture content
- b. The load on the refrigeration plant.
- c. The cooler coil CF and BF.

Ans. (a) :  $Q = 0.6 \text{ m}^3/\text{s}$  ,  $W = 0.007 \text{ kg wv / kg d.a.}$

(b) :  $q_{cc} = 13.6 \text{ kW}$ , (c) : CF = 0.88 , BF = 0.12.

7.4 The following design data has been established for the High Life Insurance Company Office building: Sensible heat gain 222.7,kW and 44,kW latent heat gain.

Outside design conditions: 35C°db & 24C°wb

Inside design conditions: 25C°db & 50%RH

Outside air required is 3.18, m<sup>3</sup>/s

Supply air temperature is 14C°

**Determine :**

- a. Supply air in m<sup>3</sup>/s.
- b. Supply air conditions .
- c. Conditions of entering cooling coil .
- d. Cooling coil sensible and latent heat, and total load.

7.5 An air-conditioned space has sensible cooling load of 59, kW and a room latent cooling load of 14.65,kW. It is maintained at 24C°db and 18C°wb. There are 0.57, m<sup>3</sup>/s of air vented through cracks and hoods in the space. The outdoor air which is at the design conditions of 35C°db and 24C°wb is mixed with return air before it enters the air conditioning units.

- a. Sketch the equipment and duct arrangement showing the known information.
- b. Calculate RSHF.
- c. Find the required air flow rate in m<sup>3</sup>/s for supply air temperature of 16C°db
- d. Determine the total cooling load
- e. What is the effective surface temperature (apparatus dew point)?
- f. What is the coil CF and BF?

7.6 A refrigeration chiller supplies chilled water to an air conditioning unit, the unit takes 1.415, m<sup>3</sup>/s of outdoor at 35C°db and 24C°wb. This outdoor mixes with 9.44m<sup>3</sup>/s of return air at 26C°db and 50%RH

Conditioned air leaves the cooling coil in the air-conditioning coil at  $11^{\circ}\text{C db}$  and  $90\%\text{RH}$ .

A- What is the load on the chiller due to the coil in the air conditioning unit?

B- Assume that the conditioned air is reheated to  $20^{\circ}\text{C db}$  with electric heaters. What is the operating cost per hour of these heater if the power costs  $0.20\text{LE}$  per  $\text{KW/h}$ . ?

7-7 A building has a calculated load of  $410\text{kW}$ , of which  $100\text{ kW}$  is latent. The space is to be maintained at  $25^{\circ}\text{C db}$ ,  $50\%\text{RH}$ . Outdoor air is at  $38^{\circ}\text{C db}$  and  $50\%\text{RH}$ .  $10\%$  of supplied air to the space by mass is outdoor. Air is to be supplied to the space not less than  $18^{\circ}\text{C}$ . Find:

- The minimum amount of air supplied to the space.
- The volumetric flow rates of return air exhaust, and outdoor air.
- The conditions and the volumetric flow rate of the air entering the cooling coil.
- The capacity of the apparatus, dew point, CF, and SHF of the cooling coils.

Ans. (a) :  $29.4\text{ m}^3/\text{s}$ , (b) :  $Q_R = 26.73\text{ m}^3/\text{s}$ ,  $Q_E = Q_O = 3.29\text{ m}^3/\text{s}$   
 (c):  $h_M = 55.15\text{ kJ/kg}$ ,  $Q_s = 29.4\text{ m}^3/\text{s}$  &  $w_m = 0.011\text{ kg wv / kg d.a}$   
 (d) :  $q_{cc} = 722.1\text{ kW}$ , &  $dP = 10^{\circ}\text{C}$  &  $CF = 0.88$  &  $SHF = 0.7$

7.8 An enclosed swimming pool has sensible heat loss of  $88\text{ kW}$  and a latent heat gain of  $110\text{ kW}$  on a design day, when the outdoor air is at  $2^{\circ}\text{C db}$  and  $20\%\text{ RH}$ . The space is to be maintained at  $24^{\circ}\text{C}$  and  $50\%\text{ RH}$ . Outdoor is to be heated to  $16^{\circ}\text{C}$ , mixed with re-circulated air from the conditioned space and then heated to the supply conditions.

- At what rate, in,  $\text{m}^3/\text{s}$ , is the air supplied to the space if the supply temperature is equal to  $35^{\circ}\text{C}$ ?
- In what rate in  $\text{m}^3/\text{s}$  is the outdoor and re-circulated air flowing?
- What is the capacity of preheating coil?

## تصميم مسالك الهواء AIR DUCT WORK DESIGN

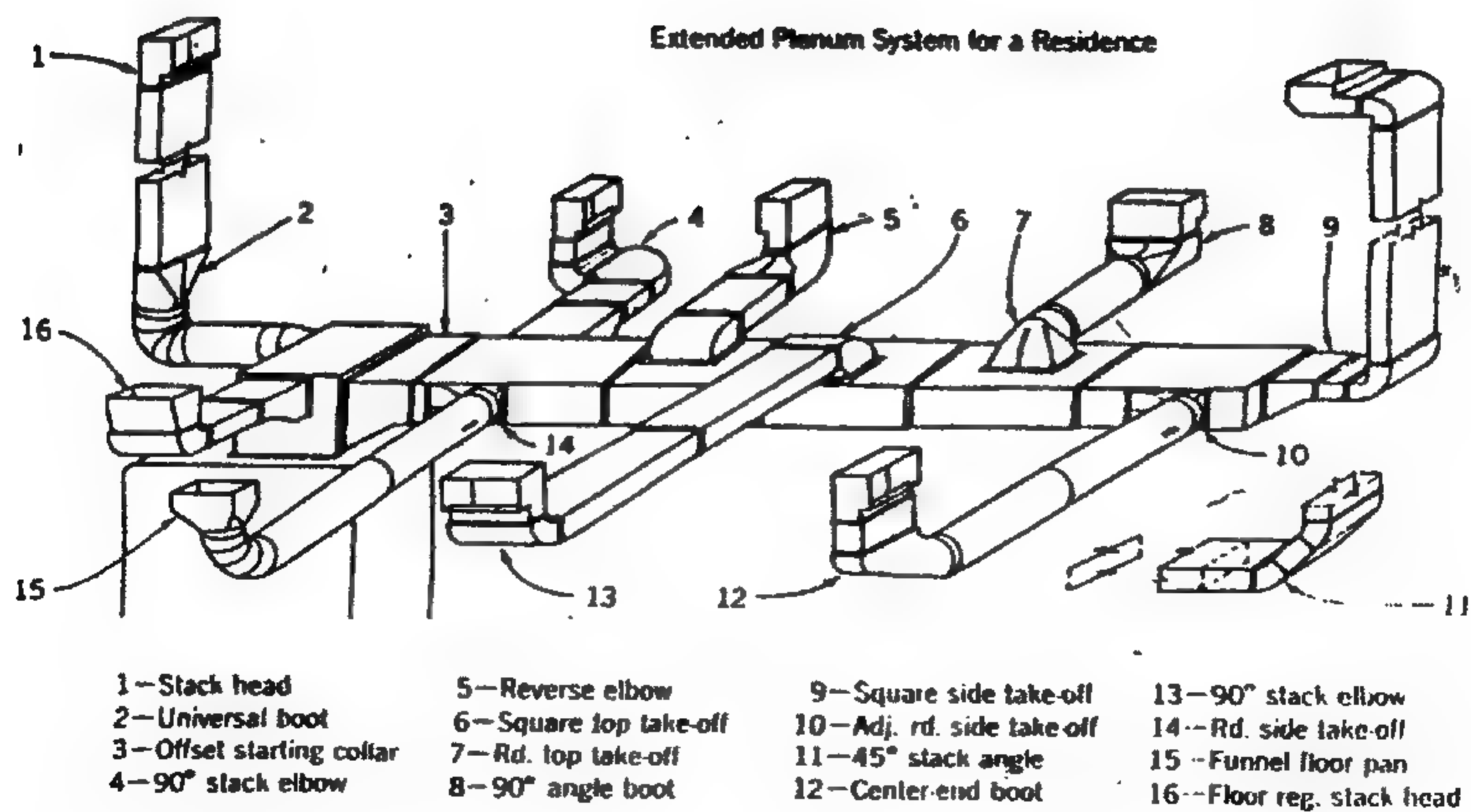
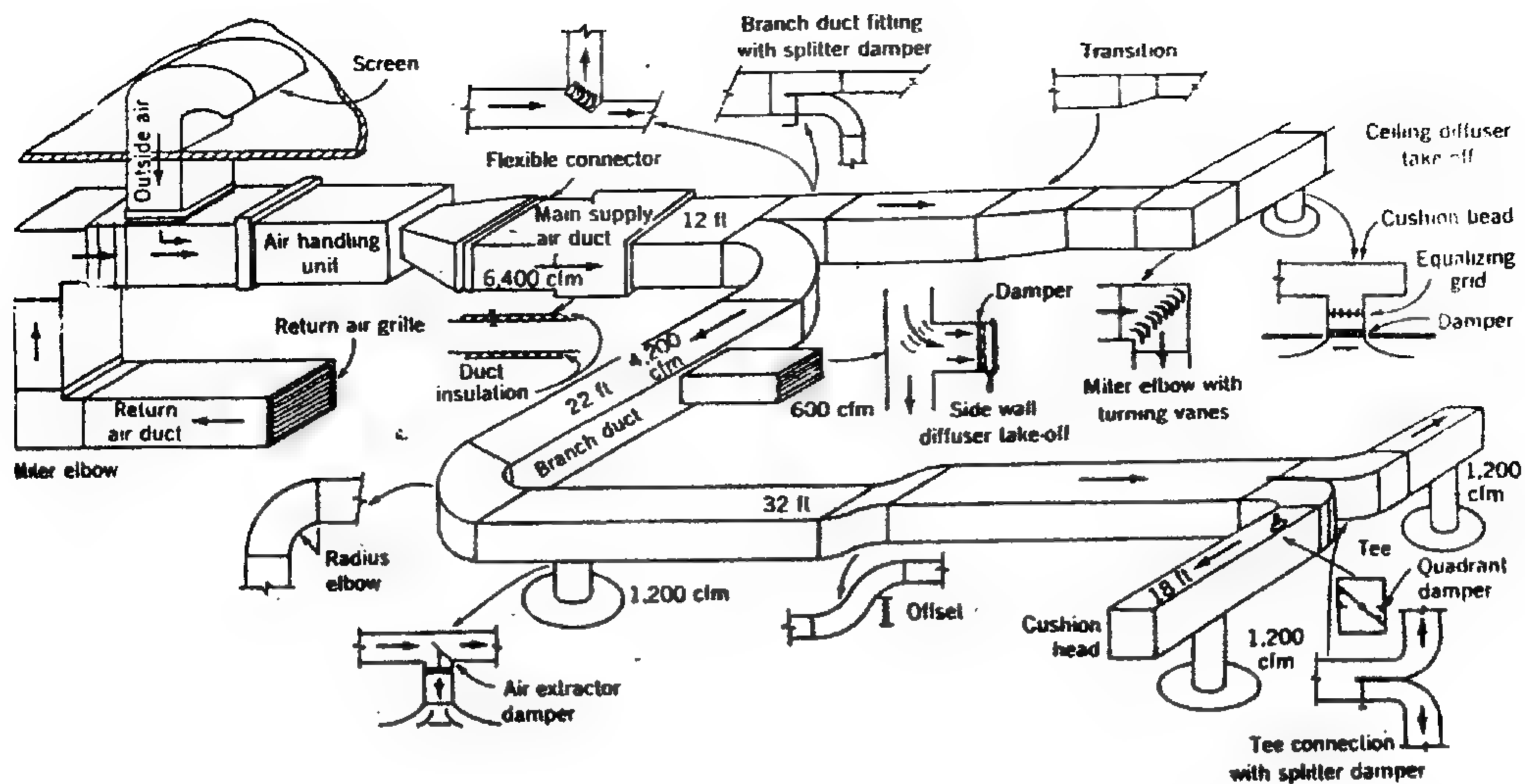
### General

### مقدمة

الهواء المكيف الذي يخرج من جهاز تكييف الهواء أو وحدة المناولة ( Air handling unit ) يوزع على الأماكن المختلفة بواسطة مسالك أو مجاري (Ducts) . فعند خروج الهواء مباشرة يمر داخل مجاري هواء موصله مباشرة بجهاز التكييف تسمى مسالك التغذية الرئيسية Main supply ducts وإذا تفرعت هذه المسالك إلى مسالك فرعية لتغذية المناطق ( Zones ) تسمى مسالك تغذية فرعية Branch supply ducts حتى تصل إلى أماكن التغذية داخل الغرف فيخرج الهواء من خلال المخارج Outlets التي تكون في صورة نواشر Diffusers أو مستقبلات Registers . ينتشر الهواء في الغرف فيبرد أو يسخن المكان حسب الحاجة ويتعامل مع ما به من ملوثات مثل ثاني أكسيد الكربون والابخنة والرطوبة المتولدة في المكان ويتم سحبه إلى جهاز التكييف مرة أخرى أو إخراجها كلياً أو جزئياً من خلال مسالك تسمى مسالك هواء راجع فرعية Branch return ducts والتي تصب في النهاية في مسلك الهواء الراجع الرئيسي Main return duct .

الهواء الخارج من جهاز التكييف يدفع داخل المجاري التي تقوم بتوزيعه على الأماكن المختلفة بتأثير الضغط الذي تولده مروحة الجهاز . ونظراً لأن جهاز التكييف قد يخدم أكثر من مكان ذي احتياجات مختلفة من الهواء فقد تتجه المسالك إلى أعلى أو أسفل من خلال مسالك مستقيمة Straight ducts ومن خلال تركيبات Fittings . يعاني مرور الهواء داخل المسالك من الاحتكاك الذي ينشأ عن ملامسة الهواء أثناء مروره على السطح الداخلي للمسالك فينشأ فقد للضغط خلال المسالك المستقيمة Straight duct بالإضافة إلى انخفاض الضغط الذي تسببه الدوامات الهوائية المتولدة نتيجة تغيير اتجاه أو سرعة أو معدل تدفق الهواء . كل هذا مجتمعاً





**Figure 8.1 Phantom layout of two A/C systems showing certain ductwork details and commonly used fittings**

يؤدي إلى فقد في الضغط . ويعمل التصميم الصحيح لمجاري الهواء على تحديد مقدار هذا الفقد بدرجة تجعل مروحة الجهاز أن تتغلب عليه وتقوم بدفع الكمية المطلوبة من الهواء للأماكن المختلفة

## 8.1 فقد الضغط في المسالك المستقيمة

### 8.1 Pressure Loss in Straight Ducts

المعادلة الرئيسية لفقد الضغط في الانابيب أو المسالك ذات المقطع الدائري هي

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho \quad (8.1)$$

حيث  $\rho$  كثافة الهواء ,  $\text{kg/m}^3$

$L$  طول المسلك ,  $\text{m}$

$D$  قطر المسلك ,  $\text{m}$

$V$  هي السرعة المتوسطة ,  $\text{m/s}$

$f$  معامل مودى Moody للاحتكاك

هذا المعامل يعتمد على رقم رينولدز  $Re$  والخشونة النسبية للسطح  $(\epsilon/D)$  ويمكن تقدير  $f$  من خريطة مودى Moody chart والمبينة في Fig 8.2 أو يمكن حسابها في معادلة Colebrook - White .

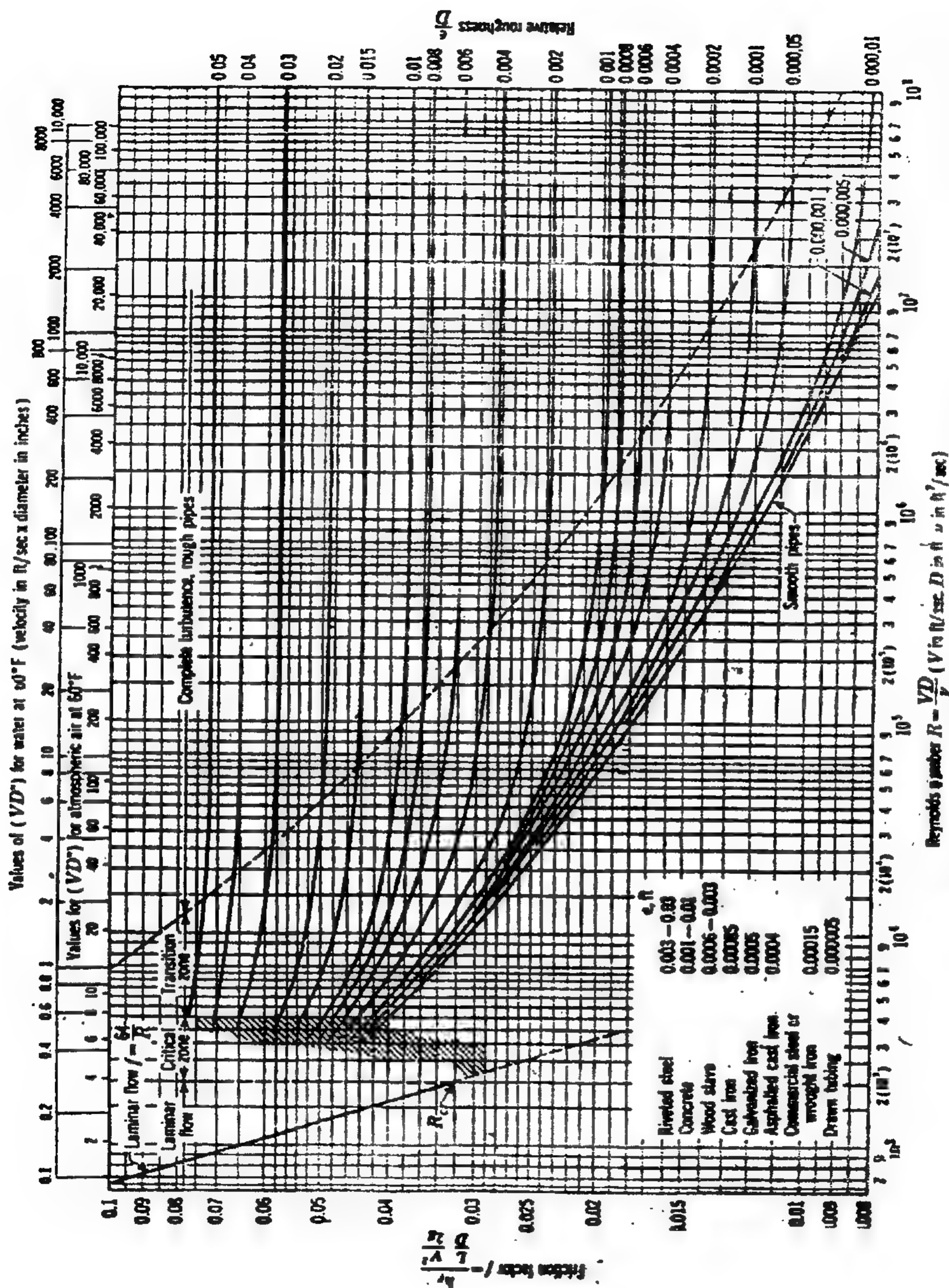
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\epsilon}{2.7 D_h} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (8.2)$$

و المعادلة التقريبية

$$f = 0.11 \left( \frac{\epsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (8.3)$$

حيث  $(\epsilon, \text{mm})$  الخشونة المطلقة للسطح ويمكن الحصول عليها لبعض الأسطح من Table 8.1  
 $Re$  رقم رينولدز Reynolds number يمكن حسابه من المعادلة

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu} \quad (8.4)$$



(This diagram, reproduced on a larger scale, is in an envelope attached to the

Figure 8.2 Moody chart

حيث  $\mu$  اللزوجة الديناميكية ويمكن تقديرها من جداول خواص الهواء .

للمسلك الغير دائري يمكن استخدام تعبير القطر الهيدروليكي (  $D_h$  Hydraulic diameter ) في رقم  $Re$  والذي يمكن حسابه كما يلي :

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad , m \quad (8.5)$$

حيث  $A$  مساحة المقطع العرضي للمسلك ,  $m^2$ .

$P$  محيط المقطع العرضي للمسلك ,  $m$  .

في الظروف القياسية فإن  $Re$  يمكن حسابه تقريبا من المعادلة

$$Re = 66400 D_h V \quad (8.6)$$

بمعلومية الخشونة النسبية ورقم رينولدز  $Re$  يمكن تقدير معامل الاحتكاك  $f$  من معادلة ( 8.2 ) أو

( 8.3 ) وبالتعويض في معادلة ( 8.1 ) يمكن الحصول على فقد الضغط  $\Delta P$  .

لتسهيل عملية تعيين فقد الضغط في المسالك المستقيمة ذات المقطع الدائري يمكن الاستعانة بـ

المخطط المبين في Fig 8.3 والذي يمزج بين معدل تدفق الهواء (  $Q, L/s$  ) والقطر (  $D, mm$  )

وسرعة الهواء (  $V, (m/s)$  ) ومعدل فقد الضغط للمتر الطولي (  $\Delta P_f / m, Pa/m$  ) وبمعلومية

أى عنصرين (  $V, D, Q$  ) يمكن تعيين (  $\Delta P_f / m$  ) وبمعرفة طول المسلك  $L$  فيكون فقد

الضغط نتيجة الاحتكاك في هذا المسلك:

$$\Delta P = \frac{\Delta P_f}{m} \times L \quad P_a, \quad (8.7)$$

## 8.2 فقد الضغط في المسالك ذات مقطع مستطيل

### 8.2 Pressure Drop in Rectangular Ducts

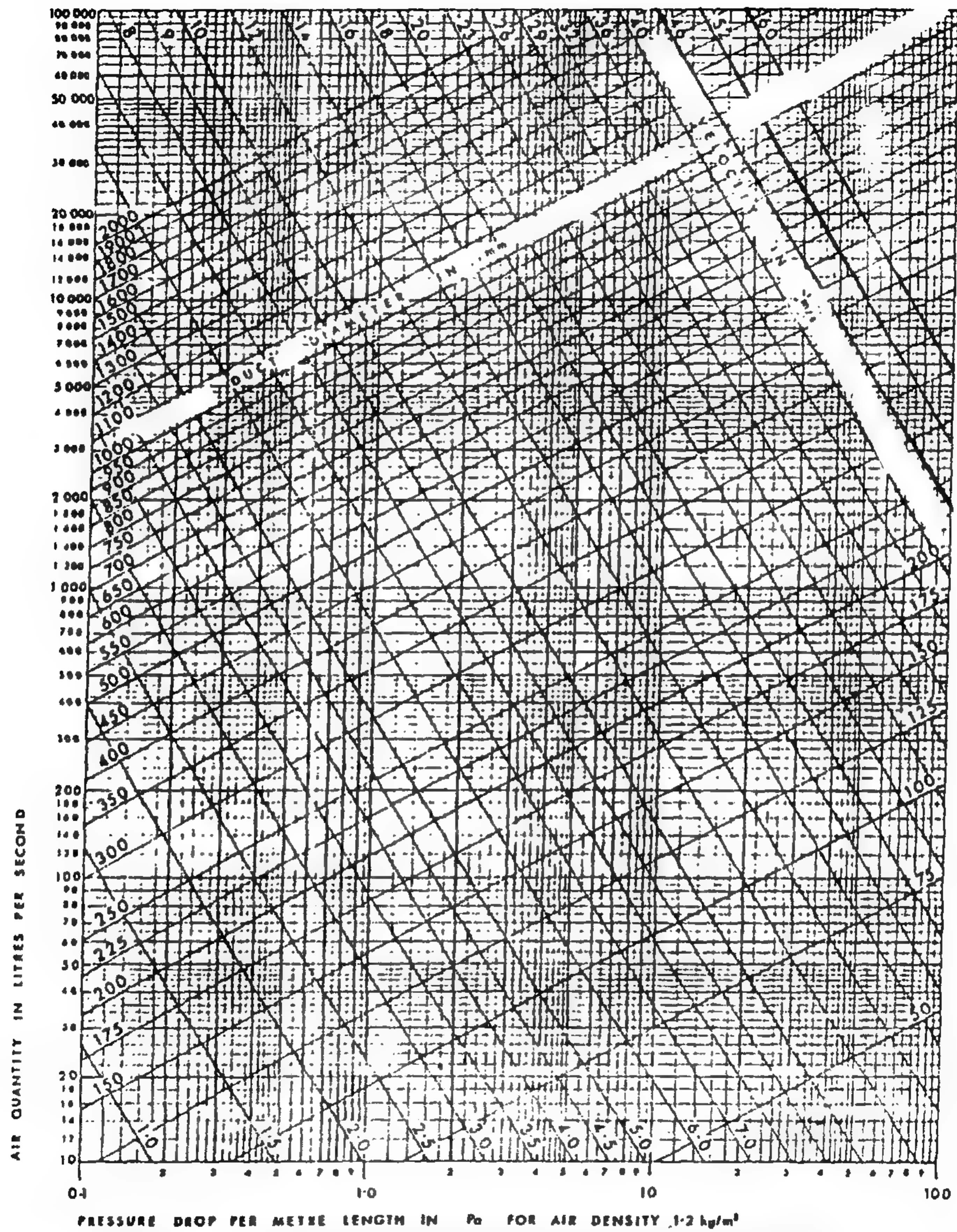
فقد الضغط في المسالك ذات المقطع المستطيل أكبر مقارنة بالفقد في المسالك ذات المقطع الدائري

والتي تتساوى معها في مساحة المقطع والسعة . ومن الناحية العملية المسالك ذات المقطع

المستطيل ذات نسبة باعية (  $Aspect\ ratio < 8$  ) سوف يكون لها نفس الفقد في الضغط لنفس

السرعة المتوسطة للتدفق في المسلك ذات المقطع الدائري والذي يتساوى معه في القطر



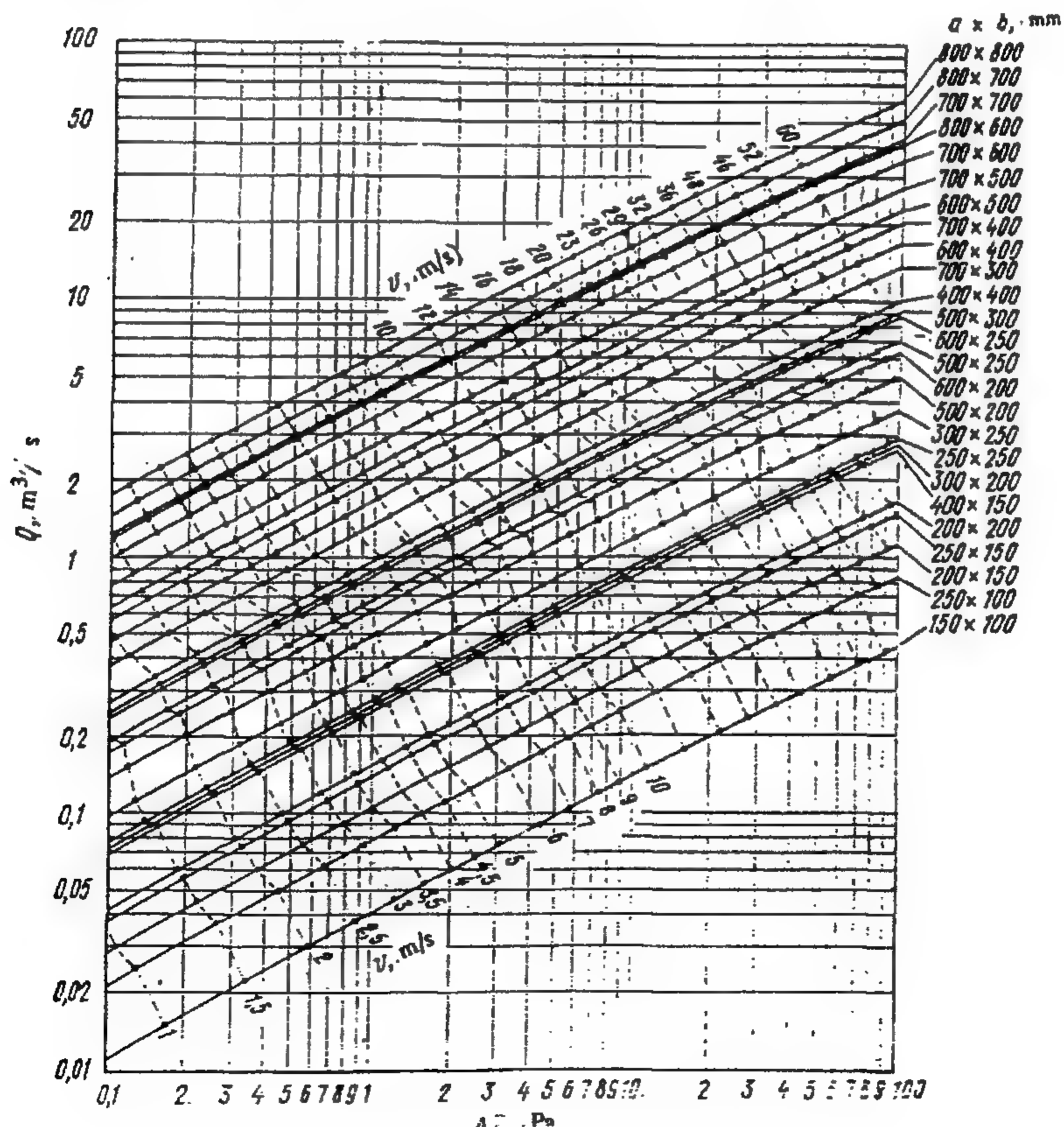


**Figure 8.3 Duct sizing chart for circular cross-sectional duct**



**Table 8.1 Relative roughness.**

Material	$\epsilon$ [mm]
Unclad, clean carbon steel	
PVC pipe	0,03
Aluminium	
Zinc-plated steel, longitudinal seam, flanging every 1200 mm	0,09
Zinc-plated steel and spiral seam with 1, 2 and 3 ribs and flanging every 3600 mm	
Pre-insulated aluminium P3ductal ducts	0,12
Zinc-plated steel, longitudinal seam, flanging every 750 mm	0,15
Stiff fibre-glass ducts	0,9
Ducts with internal fibre-glass facing	
Flexible metal pipe (when completely extended)	3,0
Flexible pipe (all types)	
Concrete	



**Figure 8.4 Duct sizing chart for rectangular cross-sectional duct**

الهيدروليكي  $D_h$  . لاستخدام المخطط في ( Fig 8.3 ) يجب استخدام تعبير القطر المكافئ  
Equivalent diameter ( $D_{eq}$ ) والذي يمكن حسابه من المعادلة

$$D_{eq} = 1.3 \frac{(ab)^{0.625}}{(a+b)^{0.25}} \quad m, \quad (8.8)$$

حيث  $a, b$  أبعاد المقطع العرضي للمسلك المستطيل .

لاحظ أن  $D_h$  لا تساوى  $D_{eq}$

تأسيسا على Eq (8.8) تم وضع Table 8.2 لتعين أما  $(a, b)$  أو لتعين  $D_{eq}$  . كما يمكن  
استخدام Fig 8. 4 لتعين الفقد للضغط في المسالك ذات المقطع المستطيل مباشرة دون تعيين  
 $D_{eq}$

### Example 8.1

A rectangular duct has dimensions of  $0.25_m \times 1_m$ . Using Fig (8.3), determine the pressure drop per meter length when  $1.2 \text{ m}^3/\text{s}$  of air flows through the duct

. نعين أولا القطر المكافئ

$$D_{eq} = 1.3 (ab)^{0.625} / (a+b)^{0.25} \\ = 1.3 (0.25 \times 1)^{0.625} / (1.25)^{0.25} = 0.52 \text{ m} .$$

بالدخول في Fig 8. 3 وعند تقاطع معدل التدفق  $Q = 1200 \text{ L/s}$  ، مع القطر  $D = 0.52 \text{ m}$   
نجد أن معدل فقد الضغط للمتر الطولي هو  $(\Delta P_f / m) = 0.7 \text{ Pa}$

### 8.3 فقد الضغط في المسالك البيضاوية

#### 8.3 Pressure Loss in Oval Duct

في بعض التطبيقات قد تستخدم المسالك البيضاوية يمكن تعيين فقد الضغط فيها باستخدام المخطط  
للمسالك الدائرية من خلال القطر المكافئ الذي يحدد بالمعادلة :

$$D_{eq} = 1.55 A^{0.625} / P^{0.25} \quad m, \quad (8.9)$$

حيث مساحة المقطع  $A$  تحدد بالمعادلة

*Table 8.2 Equivalent rectangular.*

150		200		250		300		350		400		450		500	
Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.
(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )
150	164	0,0211													
200	189	0,028	219	0,0376											
250	210	0,0346	244	0,0467	273	0,0585									
300	229	0,0412	266	0,0555	299	0,0702	328	0,0845							
350	245	0,0471	286	0,0642	322	0,0814	354	0,0984	383	0,1152					
400	260	0,0531	305	0,073	343	0,0924	378	0,1122	409	0,1313	437	0,1499			
450	274	0,0589	321	0,0809	363	0,1034	400	0,1256	433	0,1472	464	0,169	492	0,19	
500	287	0,0647	337	0,0892	381	0,114	420	0,1385	455	0,1625	488	0,1869	518	0,2106	547
550	299	0,0702	352	0,0973	398	0,1243	439	0,1513	477	0,1786	511	0,205	543	0,2315	573
600	310	0,0754	365	0,1046	414	0,1345	457	0,1639	496	0,1931	533	0,223	567	0,2524	598
650	321	0,0809	378	0,1122	429	0,1445	474	0,1764	515	0,2082	553	0,2401	589	0,2723	622
700	331	0,086	391	0,12	443	0,1541	490	0,1885	533	0,223	573	0,2577	610	0,2921	644
750	341	0,0913	402	0,1269	457	0,1639	506	0,201	550	0,2375	592	0,2751	630	0,3116	666
800	350	0,0962	414	0,1345	470	0,1734	520	0,2123	567	0,2524	609	0,2911	649	0,3306	687
850	359	0,1012	424	0,1411	482	0,1824	534	0,2238	582	0,2659	626	0,3076	668	0,3503	706
900	367	0,1057	435	0,1485	494	0,1916	548	0,2357	597	0,2798	643	0,3246	686	0,3694	726
950	376	0,111	445	0,1554	506	0,201	561	0,2471	612	0,294	659	0,3409	703	0,388	744
1000	384	0,1158	454	0,1618	517	0,2098	574	0,2586	626	0,3076	674	0,3566	719	0,4058	762
1050	391	0,12	464	0,169	528	0,2188	586	0,2696	639	0,3205	689	0,3727	735	0,4241	779
1100	399	0,125	473	0,1756	538	0,2272	598	0,2807	652	0,3337	703	0,388	751	0,4427	795
1150	406	0,1294	481	0,1816	548	0,2357	609	0,2911	665	0,3471	717	0,4036	766	0,4606	812
1200	413	0,1339	490	0,1885	558	0,2444	620	0,3018	677	0,3598	731	0,4195	780	0,4776	827
1250			498	0,1947	568	0,2533	631	0,3126	689	0,3727	744	0,4345	795	0,4961	843
1300			506	0,201	577	0,2613	642	0,3235	701	0,3857	757	0,4498	808	0,5125	857
1350			514	0,2074	586	0,2696	652	0,3337	713	0,3991	769	0,4642	822	0,5304	872
1400					595	0,2779	662	0,344	724	0,4119	781	0,4788	835	0,5473	886
1450					604	0,2864	672	0,3545	735	0,4241	793	0,4936	848	0,5645	900
1500					612	0,294	681	0,3641	745	0,4357	805	0,5087	860	0,5806	913
1550					621	0,3027	691	0,3748	756	0,4487	816	0,5227	873	0,5983	926
1600							700	0,3847	766	0,4606	827	0,5369	885	0,6148	939
1650							709	0,3946	776	0,4727	838	0,5513	897	0,6316	952
1700							718	0,4047	785	0,4837	849	0,5658	908	0,6472	964
1750							726	0,4138	795	0,4961	859	0,5792	919	0,663	976
1800							735	0,4241	804	0,5074	869	0,5928	930	0,6789	988
1850							743	0,4334	814	0,5201	879	0,6065	941	0,6951	1000
1900							751	0,4427	823	0,5317	889	0,6204	952	0,7114	1012
1950							759	0,4522	831	0,5421	899	0,6344	963	0,728	1023
2000							767	0,4618	840	0,5539	908	0,6472	973	0,7432	1034
2050							775	0,4715	849	0,5658	918	0,6615	983	0,7585	1045
2100							782	0,48	857	0,5765	927	0,6746	993	0,774	1055
2150							790	0,4899	866	0,5887	936	0,6877	1003	0,7897	1066
2200							797	0,4986	874	0,5996	945	0,701	1013	0,8055	1076
2250							805	0,5087	882	0,6107	954	0,7144	1022	0,8199	1087
2300							812	0,5176	890	0,6218	963	0,728	1031	0,8344	1097
2350							819	0,5265	898	0,633	971	0,7401	1041	0,8507	1107
2400							826	0,5356	905	0,6429	980	0,7539	1050	0,8655	1116
2450							833	0,5447	913	0,6544	988	0,7663	1059	0,8804	1126
2500							840	0,5539	920	0,6644	996	0,7787	1068	0,8954	1136
2550									928	0,676	1004	0,7913	1076	0,9089	1145
2600									935	0,6863	1012	0,804	1085	0,9241	1154
2650									942	0,6966	1020	0,8167	1094	0,9395	1163
2700									950	0,7085	1028	0,8296	1102	0,9533	1173
2750									957	0,7189	1036	0,8425	1110	0,9672	1181
2800									964	0,7295	1043	0,854	1119	0,9829	1190
2850									970	0,7386	1051	0,8671	1127	0,9971	1199
2900									977	0,7493	1058	0,8787	1135	1,0113	1208
2950									984	0,7601	1066	0,892	1143	1,0256	1216
3000									991	0,7709	1073	0,9038	1151	1,04	1225



	550		600		650		700		750		800		850		900		950		1000	
	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.
	[mm]	[m²]	[mm]	[m²]	[mm]	[m²]	[mm]	[m²]	[mm]	[m²]	[mm]	[m²]	[mm]	[m²]	[mm]	[m²]	[mm]	[m²]	[mm]	[m²]
150																				
200																				
250																				
300																				
350																				
400																				
450																				
500																				
550	601	0,2835																		
600	628	0,3096	656	0,3378																
650	653	0,3347	683	0,3662	711	0,3968														
700	677	0,3598	708	0,3935	737	0,4264	765	0,4594												
750	700	0,3847	732	0,4206	763	0,457	792	0,4924	820	0,5278										
800	722	0,4092	755	0,4475	787	0,4862	818	0,5253	847	0,5632	875	0,601								
850	743	0,4334	778	0,4751	811	0,5163	842	0,5565	872	0,5969	901	0,6373	929	0,678						
900	763	0,457	799	0,5011	833	0,5447	866	0,5887	897	0,6316	927	0,6746	956	0,717	984	0,760				
950	783	0,4813	820	0,5278	855	0,5739	889	0,6204	921	0,6659	952	0,7114	982	0,757	1011	0,802	1039	0,847		
1000	802	0,5049	840	0,5539	876	0,6024	911	0,6515	944	0,6995	976	0,7478	1007	0,796	1037	0,844	1065	0,890	1093	0,938
1050	820	0,5278	859	0,5792	897	0,6316	932	0,6819	967	0,734	1000	0,785	1031	0,834	1062	0,885	1091	0,934	1120	0,985
1100	838	0,5513	878	0,6051	916	0,6587	953	0,7129	988	0,7663	1022	0,8199	1055	0,874	1086	0,926	1117	0,979	1146	1,031
1150	855	0,5739	896	0,6302	936	0,6877	973	0,7432	1009	0,7992	1044	0,8556	1078	0,912	1110	0,967	1141	1,022	1172	1,078
1200	872	0,5969	914	0,6558	954	0,7144	993	0,774	1030	0,8328	1066	0,892	1100	0,950	1133	1,008	1165	1,065	1196	1,123
1250	888	0,619	931	0,6804	973	0,7432	1012	0,804	1050	0,8655	1086	0,9258	1122	0,988	1156	1,049	1188	1,108	1220	1,168
1300	904	0,6415	948	0,7055	990	0,7694	1031	0,8344	1069	0,8971	1107	0,962	1143	1,026	1177	1,088	1211	1,151	1244	1,215
1350	919	0,663	964	0,7295	1007	0,796	1049	0,8638	1088	0,9292	1126	0,9953	1163	1,062	1199	1,129	1233	1,193	1267	1,260
1400	934	0,6848	980	0,7539	1024	0,8231	1066	0,892	1107	0,962	1146	1,031	1183	1,099	1220	1,168	1255	1,236	1289	1,304
1450	949	0,707	996	0,7787	1041	0,8507	1084	0,9224	1125	0,9935	1165	1,0654	1203	1,136	1240	1,207	1276	1,278	1311	1,349
1500	963	0,728	1011	0,8024	1057	0,877	1100	0,9499	1143	1,0256	1183	1,0986	1222	1,172	1260	1,246	1297	1,321	1332	1,393
1550	977	0,7493	1026	0,8264	1072	0,9021	1117	0,9794	1160	1,0563	1201	1,1323	1241	1,209	1279	1,284	1317	1,362	1353	1,437
1600	991	0,7709	1041	0,8507	1088	0,9292	1133	1,0077	1177	1,0875	1219	1,1665	1259	1,244	1296	1,323	1336	1,401	1373	1,480
1650	1005	0,7929	1055	0,8737	1103	0,955	1149	1,0364	1193	1,1173	1236	1,1992	1277	1,280	1317	1,362	1356	1,443	1393	1,523
1700	1018	0,8135	1069	0,8971	1118	0,9812	1164	1,0636	1209	1,1474	1253	1,2325	1295	1,317	1335	1,399	1375	1,484	1413	1,567
1750	1031	0,8344	1082	0,919	1132	1,0059	1180	1,093	1225	1,178	1270	1,2661	1312	1,351	1353	1,437	1393	1,523	1432	1,610
1800	1043	0,854	1096	0,943	1146	1,031	1195	1,121	1241	1,209	1286	1,2982	1329	1,387	1371	1,476	1412	1,565	1451	1,653
1850	1056	0,8754	1109	0,9655	1160	1,0563	1209	1,1474	1256	1,2384	1302	1,3307	1346	1,422	1388	1,512	1430	1,605	1470	1,696
1900	1068	0,8954	1122	0,9862	1174	1,0819	1224	1,1761	1271	1,2681	1318	1,3636	1362	1,456	1405	1,550	1447	1,644	1488	1,738
1950	1080	0,9156	1135	1,0113	1187	1,106	1238	1,2031	1286	1,2982	1333	1,3949	1378	1,491	1422	1,587	1465	1,685	1506	1,780
2000	1092	0,9361	1147	1,0328	1200	1,1304	1252	1,2305	1301	1,3287	1348	1,4264	1394	1,525	1438	1,623	1482	1,724	1523	1,821
2050	1104	0,9568	1160	1,0563	1213	1,155	1265	1,2562	1315	1,3574	1363	1,4583	1410	1,561	1455	1,662	1498	1,762	1541	1,864
2100	1115	0,9759	1172	1,0783	1226	1,1799	1279	1,2841	1329	1,3865	1378	1,4906	1425	1,594	1470	1,696	1515	1,802	1558	1,906
2150	1126	0,9953	1184	1,1005	1239	1,2051	1292	1,3104	1343	1,4159	1392	1,5211	1440	1,628	1486	1,733	1531	1,840	1574	1,945
2200	1137	1,0148	1195	1,121	1251	1,2285	1305	1,3369	1356	1,4434	1406	1,5518	1455	1,662	1501	1,769	1547	1,879	1591	1,987
2250	1148	1,0346	1207	1,1436	1263	1,2522	1318	1,3636	1370	1,4734	1420	1,5829	1469	1,694	1517	1,807	1563	1,918	1607	2,027
2300	1159	1,0545	1218	1,1646	1275	1,2761	1330	1,3886	1383	1,5015	1434	1,6142	1484	1,729	1532	1,842	1578	1,955	1623	2,068
2350	1169	1,0728	1230	1,1876	1287	1,3002	1343	1,4159	1396	1,5298	1448	1,6459	1498	1,762	1546	1,876	1593	1,992	1639	2,109
2400	1180	1,093	1241	1,209	1299	1,3246	1355	1,4413	1409	1,5584	1461	1,6756	1512	1,795	1561	1,913	1608	2,030	1655	2,150
2450	1190	1,1116	1252	1,2305	1310	1,3471	1367	1,4669	1422	1,5873	1474	1,7056	1526	1,828	1575	1,947	1623	2,068	1670	2,189
2500	1200	1,1304	1262	1,2502	1322	1,3719	1379	1,4928	1434	1,6142	1488	1,7381	1539	1,859	1589	1,982	1638	2,106	1685	2,229
2550	1210	1,1493	1273	1,2721	1333	1,3949	1391	1,5189	1446	1,6414	1500	1,7663	1553	1,893	1603	2,017	1652	2,142	1700	2,269
2600	1220	1,1684	1283	1,2922	1344	1,418	1402	1,543	1459	1,671	1513	1,797	1566	1,925	1617	2,053	1667	2,181	1715	2,309
2650	1230	1,1876	1294	1,3144	1355	1,4413	1414	1,5695	1471	1,6986	1526	1,828	1579	1,957	1630	2,086	1681	2,218	1729	2,347
2700	1240	1,207	1304	1,3348	1366	1,4648	1425	1,594	1483	1,7264	1538	1,8569	1592	1,990	1644	2,122	1695	2,255	1744	2,388
2750	1249	1,2246	1314	1,3554	1376	1,4863	1436	1,6187	1494	1,7521	1550	1,886	1604	2,020	1657	2,155	1708	2,290	1758	2,426
2800	1259	1,2443	1324	1,3761	1387	1,5102	1447	1,6436	1506	1,7804	1562	1,9153	1617	2,053	1670	2,189	1722	2,328	1772	2,465
2850	1268	1,2621	1334	1,397	1397	1,532	1458	1,6687	1517	1,8065	1574	1,9448	1630	2,086	1683	2,224	1735	2,363	1786	2,504
2900	1277	1,2801	1344	1,418	1408	1,5552	1469	1,694	1529	1,8352	1586	1,9746	1642	2,117	1696	2,258	1748	2,399	1800	2,543
2950	1286	1,2982	1353	1,437	1418	1,5784	1480	1,7195	1540	1,8617	1598	2,0046	1654	2,148	1709	2,293	1762	2,437	1813	2,580
3000	1295	1,3165	1363	1,4583	1428	1,6008	1490	1,7428	1551	1,8884	1609	2,0323	1666	2,179	1721	2,325	1774	2,471	1827	2,620

	1050		1100		1150		1200		1250		1300		1350		1400		1450		1500	
	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.
	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )	(mm)	(m <sup>2</sup> )
150																				
200																				
250																				
300																				
350																				
400																				
450																				
500																				
550																				
600																				
650																				
700																				
750																				
800																				
850																				
900																				
950																				
1000																				
1050	1148	1.035																		
1100	1175	1.084	1207	1.134																
1150	1201	1.132	1229	1.186	1257	1.240														
1200	1226	1.180	1256	1.238	1284	1.294	1312	1.351												
1250	1251	1.229	1281	1.288	1310	1.347	1339	1.407	1366	1.465										
1300	1275	1.276	1306	1.339	1336	1.401	1365	1.463	1393	1.523	1421	1.585								
1350	1299	1.325	1330	1.389	1361	1.454	1391	1.519	1420	1.583	1448	1.646	1476	1.710						
1400	1322	1.372	1354	1.439	1385	1.506	1416	1.574	1446	1.641	1475	1.708	1503	1.773	1530	1.838				
1450	1344	1.418	1377	1.489	1409	1.558	1440	1.628	1471	1.699	1500	1.766	1529	1.835	1557	1.903	1585	1.972		
1500	1366	1.465	1400	1.539	1433	1.612	1464	1.683	1495	1.755	1526	1.828	1555	1.896	1584	1.970	1612	2.040	1640	2
1550	1388	1.512	1422	1.587	1455	1.662	1488	1.738	1519	1.811	1550	1.886	1580	1.960	1610	2.035	1639	2.109	1667	2
1600	1409	1.558	1444	1.637	1478	1.715	1511	1.792	1543	1.869	1574	1.945	1605	2.022	1635	2.099	1665	2.176	1693	2
1650	1430	1.605	1465	1.685	1500	1.766	1533	1.845	1566	1.925	1598	2.005	1629	2.083	1660	2.163	1690	2.242	1719	2
1700	1450	1.651	1486	1.733	1521	1.816	1555	1.898	1589	1.982	1621	2.063	1653	2.145	1684	2.226	1715	2.309	1745	2
1750	1470	1.696	1507	1.783	1542	1.867	1577	1.952	1611	2.037	1644	2.122	1677	2.208	1708	2.290	1739	2.374	1770	2
1800	1489	1.740	1527	1.830	1563	1.918	1598	2.005	1633	2.093	1667	2.181	1700	2.269	1732	2.355	1763	2.440	1794	2
1850	1509	1.788	1546	1.876	1583	1.967	1619	2.058	1654	2.148	1689	2.239	1722	2.328	1755	2.418	1787	2.507	1819	2
1900	1527	1.830	1568	1.925	1603	2.017	1640	2.111	1676	2.205	1710	2.295	1744	2.388	1778	2.482	1810	2.572	1842	2
1950	1546	1.876	1585	1.972	1623	2.068	1660	2.163	1696	2.258	1732	2.355	1766	2.448	1800	2.543	1833	2.638	1866	2
2000	1564	1.920	1604	2.020	1642	2.117	1680	2.216	1717	2.314	1753	2.412	1788	2.510	1822	2.606	1856	2.704	1889	2
2050	1582	1.965	1622	2.065	1661	2.166	1699	2.266	1737	2.369	1773	2.468	1809	2.569	1844	2.669	1878	2.769	1911	2
2100	1600	2.010	1640	2.111	1680	2.216	1719	2.320	1756	2.421	1793	2.524	1830	2.629	1865	2.730	1899	2.831	1933	2
2150	1617	2.053	1658	2.158	1698	2.263	1738	2.371	1776	2.476	1813	2.580	1850	2.687	1886	2.792	1921	2.897	1955	2
2200	1634	2.096	1676	2.205	1716	2.312	1756	2.421	1795	2.529	1833	2.638	1870	2.745	1906	2.852	1942	2.961	1977	2
2250	1651	2.140	1693	2.250	1734	2.360	1775	2.473	1814	2.583	1852	2.693	1890	2.804	1927	2.915	1963	3.025	1998	2
2300	1667	2.181	1710	2.295	1752	2.410	1793	2.524	1832	2.635	1871	2.748	1909	2.861	1947	2.976	1983	3.087	2019	2
2350	1684	2.226	1727	2.341	1769	2.457	1810	2.572	1851	2.690	1890	2.804	1929	2.921	1966	3.034	2003	3.149	2040	2
2400	1700	2.269	1744	2.388	1786	2.504	1828	2.623	1869	2.742	1909	2.861	1948	2.979	1986	3.096	2023	3.213	2060	2
2450	1716	2.312	1760	2.432	1803	2.552	1845	2.672	1887	2.795	1927	2.915	1966	3.034	2005	3.156	2043	3.277	2080	2
2500	1731	2.352	1776	2.476	1820	2.600	1862	2.722	1904	2.846	1945	2.970	1985	3.093	2024	3.216	2062	3.338	2100	2
2550	1747	2.396	1792	2.521	1836	2.646	1879	2.772	1922	2.900	1963	3.025	2003	3.149	2043	3.277	2081	3.400	2119	2
2600	1762	2.437	1808	2.566	1852	2.693	1896	2.822	1939	2.951	1980	3.078	2021	3.206	2061	3.335	2100	3.462	2139	2
2650	1777	2.479	1823	2.609	1868	2.739	1912	2.870	1954	3.003	1998	3.134	2039	3.264	2079	3.393	2119	3.525	2158	2
2700	1792	2.521	1839	2.655	1884	2.786	1929	2.921	1972	3.053	2015	3.187	2057	3.322	2097	3.452	2137	3.585	2177	2
2750	1806	2.560	1854	2.698	1900	2.834	1945	2.970	1988	3.106	2032	3.241	2074	3.377	2115	3.512	2156	3.649	2195	2
2800	1821	2.603	1869	2.742	1915	2.879	1961	3.019	2005	3.156	2048	3.293	2091	3.432	2133	3.572	2174	3.710	2214	2
2850	1835	2.643	1883	2.783	1930	2.924	1976	3.065	2021	3.206	2065	3.347	2108	3.488	2150	3.629	2191	3.768	2232	2
2900	1849	2.684	1898	2.828	1945	2.970	1992	3.115	2037	3.257	2081	3.400	2125	3.545	2167	3.686	2209	3.831	2250	2
2950	1863	2.725	1912	2.870	1960	3.016	2007	3.162	2053	3.309	2097	3.452	2141	3.598	2184	3.744	2226	3.890	2268	2
3000	1877	2.766	1927	2.915	1975	3.062	2022	3.210	2068	3.357	2113	3.505	2158	3.656	2201	3.803	2243	3.949	2285	2



$$A = \frac{b^2}{4} + b(a - b) \quad , \quad m^2 \quad (8.10)$$

ومحيط المقطع P يحدد بالمعادلة

$$P = b + 2(a + b) \quad (8.11)$$

حيث a القطر الأكبر m,

b القطر الأصغر m,

#### 8.4 تدفق الهواء في التركيبات *8.4 Air Flow in Fittings*

حيثما يحدث تغيير في مساحة مقطع المسلك أو تغيير في الاتجاه أو انقسام التدفق ( خروج من مسلك إلى مسلك فرعي) Branch takeoffs أو حدوث دخول فرعي ( أن يصب من مسلك فرعي إلى رئيسي) Branch entries يحدث فقد كبير في الضغط. هذا الفقد يكون عادة أكبر من الفقد في المسالك المستقيمة ويعرف بالفقد الديناميكي Dynamic losses أو الفقد في التركيبات Fitting loss .

يمكن تعيين الفقد الديناميكي بالمعادلة

$$P_v = C \left( \frac{V}{1.29} \right)^2, \quad P_a \quad (8.12)$$

حيث C معامل فقد الضغط لبعض التركيبات يمكن الحصول عليها من Tables 8.3 : 8.8

( V, m/s ) سرعة التدفق قبل دخول التركيبة مباشرة .

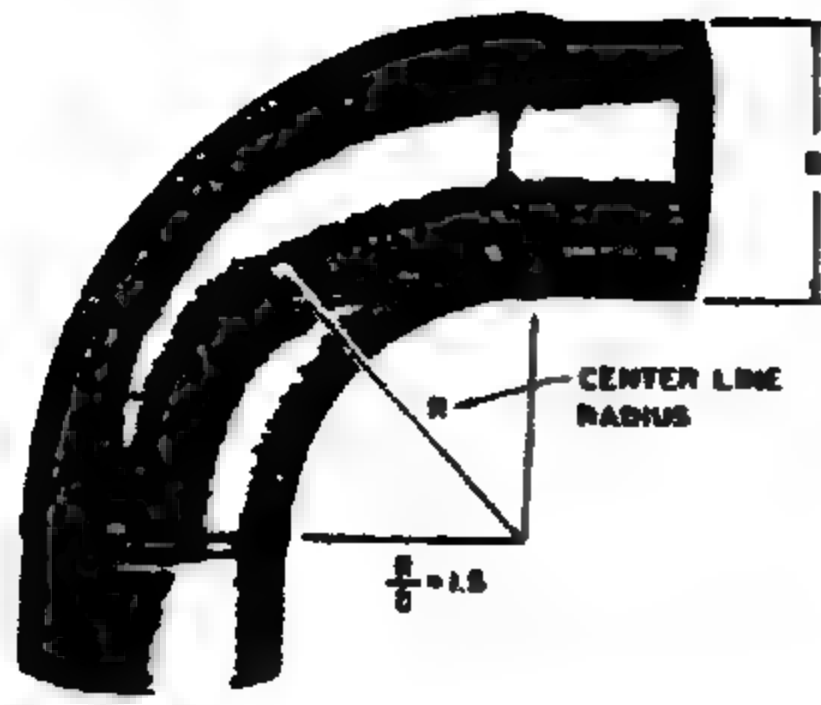
تنقسم التركيبات إلى :

- تركيبات ذات تدفق ثابت Constant flow fittings أو تركيبات ذات تدفق منفرق

.Divided flow fittings

أولاً - تركيبات ذات تدفق ثابت Constant flow fittings أي التركيبات التي لا تتغير فيها

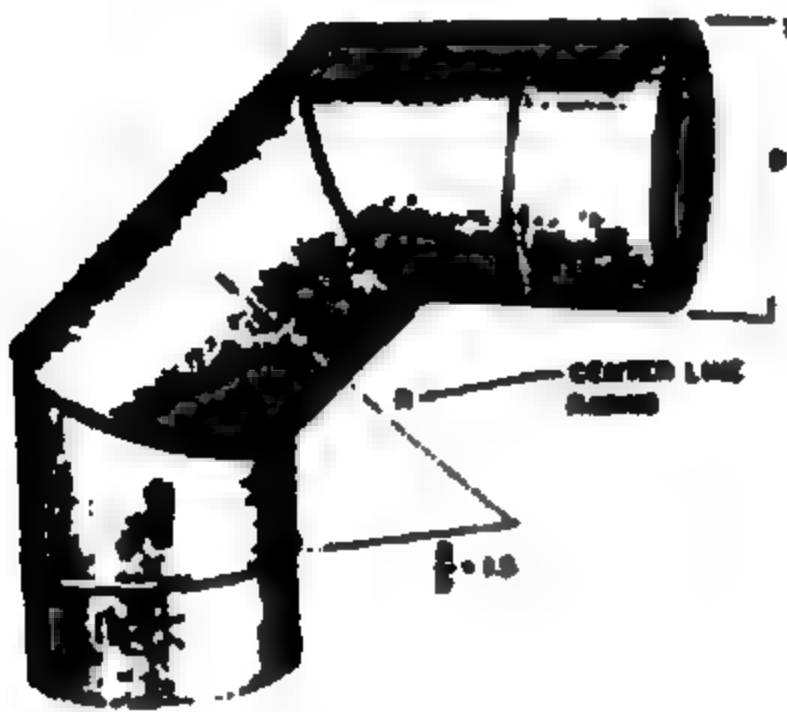
كمية التدفق مثل :



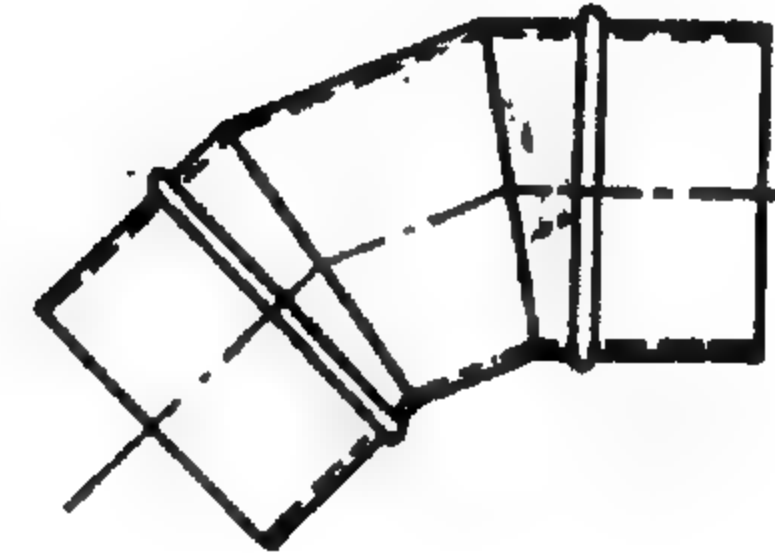
*Figure 8.5.90° smooth elbow*



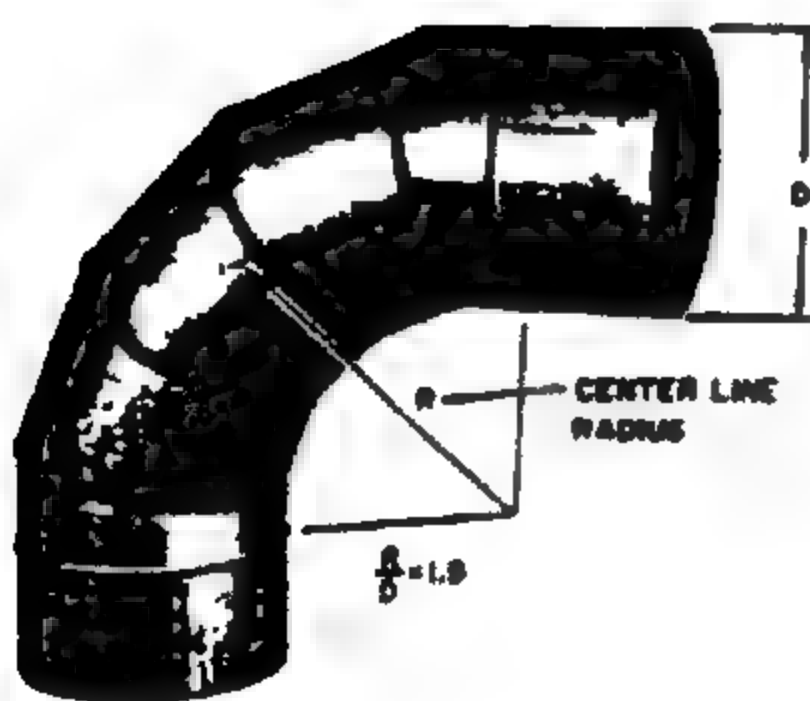
*Figure 8.6.4 5° smooth elbow.*



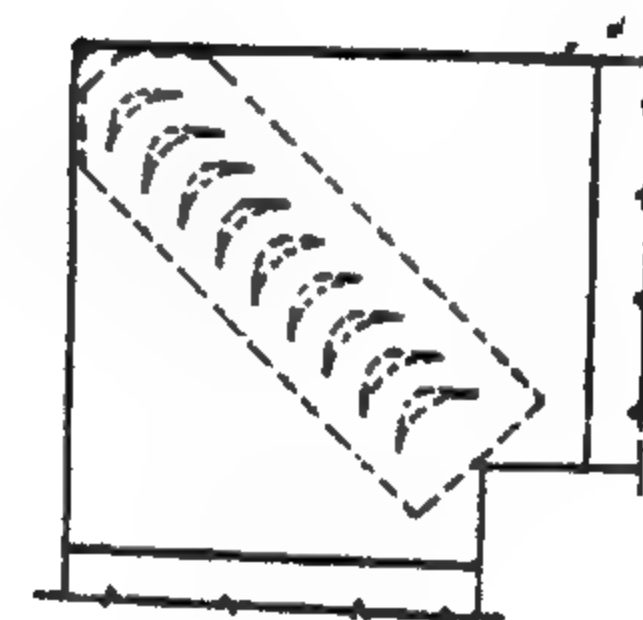
*Figure 8.7. 90° 3 Piece elbow*



*Figure 8.8.45° 3- Piece elbow*



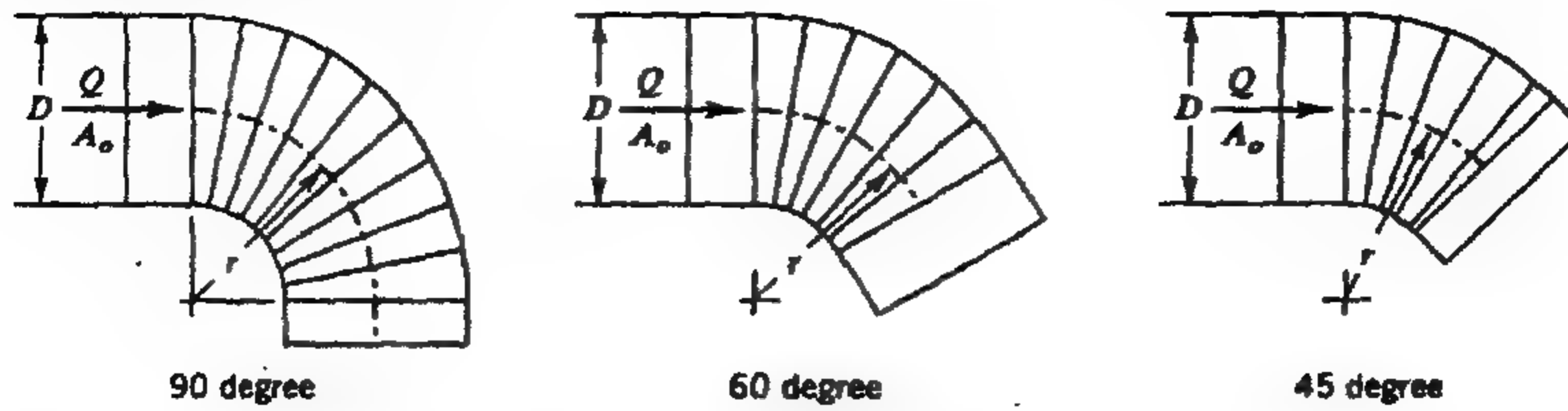
*Figure 8.9.90° 5- Piece elbow*



*Figure 8.10. Vaned square elbow*

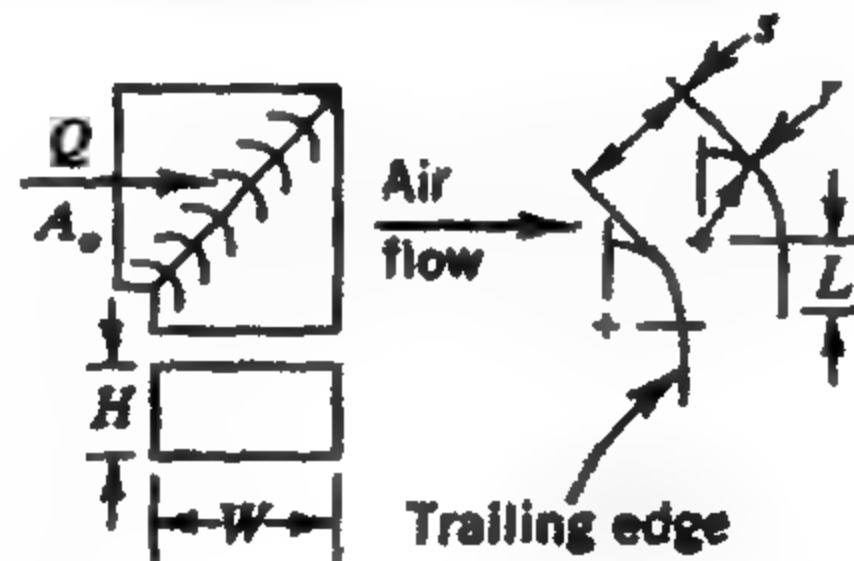
**Table 8.3 Pressure loss coefficient for elbows.**

A. Elbow, Pleated,  $r/D = 1.5$



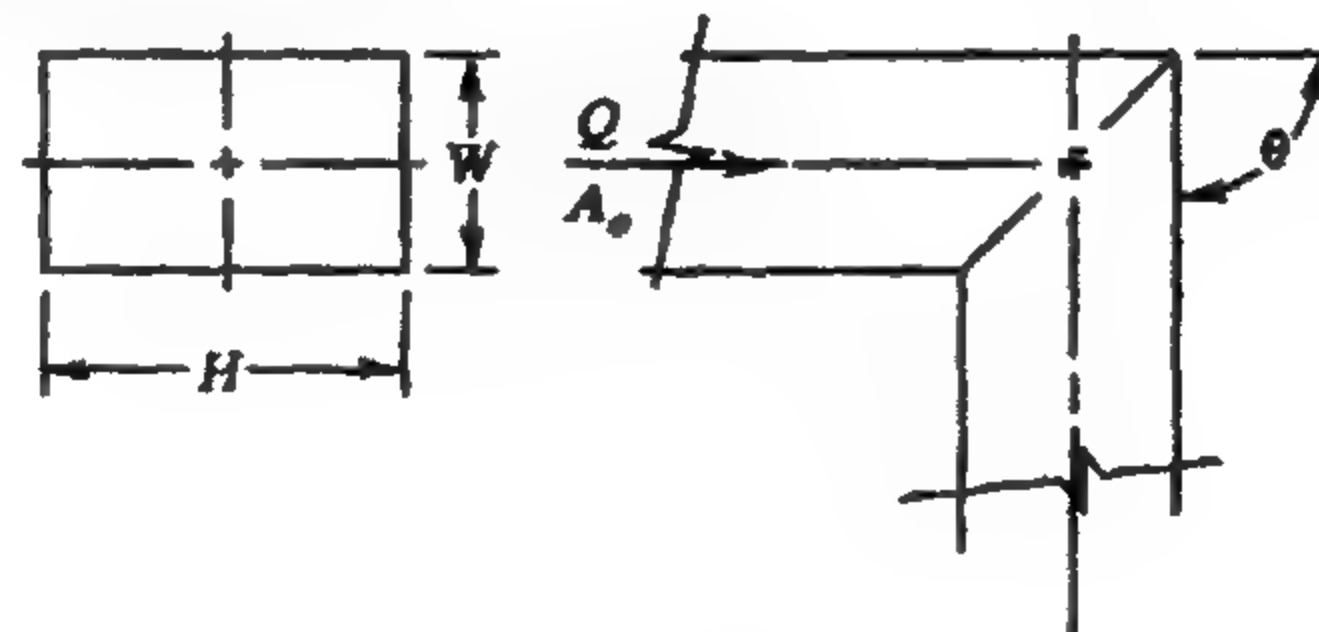
Angle	$C_0$ at $D$ , (mm)						
	(100)	(150)	(200)	(250)	(300)	(350)	(400)
90	0.57	0.43	0.34	0.28	0.26	0.25	0.25
60	0.45	0.34	0.27	0.23	0.20	0.19	0.19
45	0.34	0.26	0.21	0.17	0.16	0.15	0.15

B. Elbow, Mitered, with Single-Thickness Vanes, Rectangular



Design No.	Dimensions, (mm)			$C_0$
	$r$	$s$	$L$	
1	(50)	(40)	0.0	0.11
2	(50)	(40)	0.75 (20)	0.12
3	(110)	(60)	0.0	0.15
4	(110)	(80)	0.0	0.33

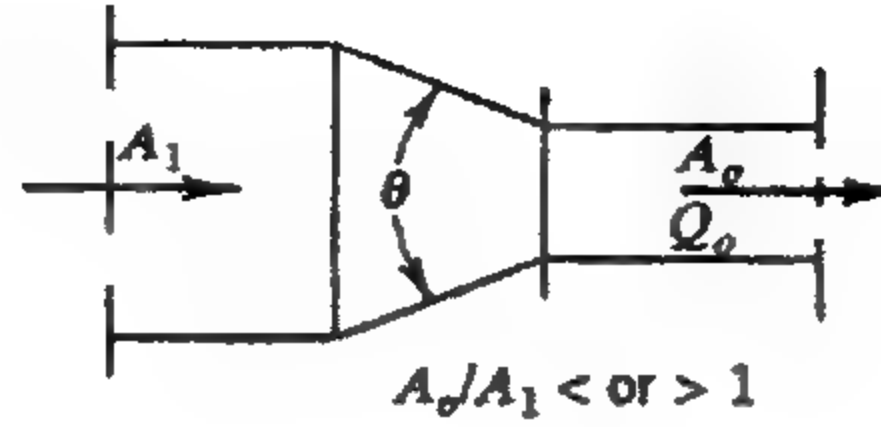
C. Elbow, Mitered, Rectangular



$\theta$ , deg	$C_0$										
	$H/W = 0.25$	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90	1.30	1.30	1.20	1.20	1.10	1.10	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

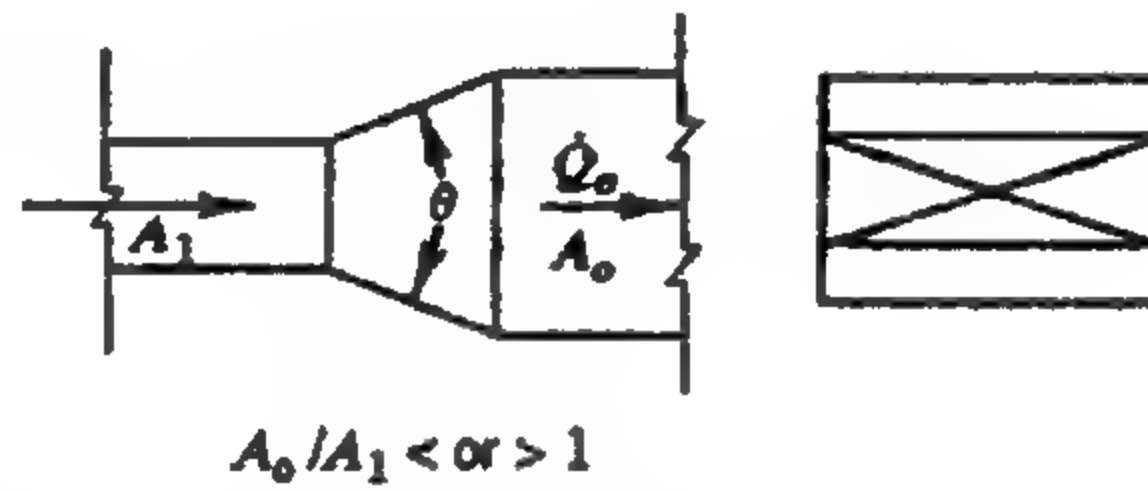
**Table 8.4 Pressure loss coefficient for transition.**

**A. Transition, Round-to-Round**



$A_0/A_1$	$C_0$						
	$\theta = 10^\circ$	$20^\circ$	$45^\circ$	$90^\circ$	$120^\circ$	$150^\circ$	$180^\circ$
0.10	0.05	0.05	0.07	0.19	0.29	0.37	0.43
0.17	0.05	0.04	0.06	0.18	0.28	0.36	0.42
0.25	0.05	0.04	0.06	0.17	0.27	0.35	0.41
0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.44	0.76	1.32	1.28	1.24	1.20	1.20
4.00	2.56	4.80	9.76	10.24	10.08	9.92	9.92
10.00	21.00	38.00	76.00	83.00	84.00	83.00	83.00
16.00	53.76	97.28	215.04	225.28	225.28	225.28	225.28

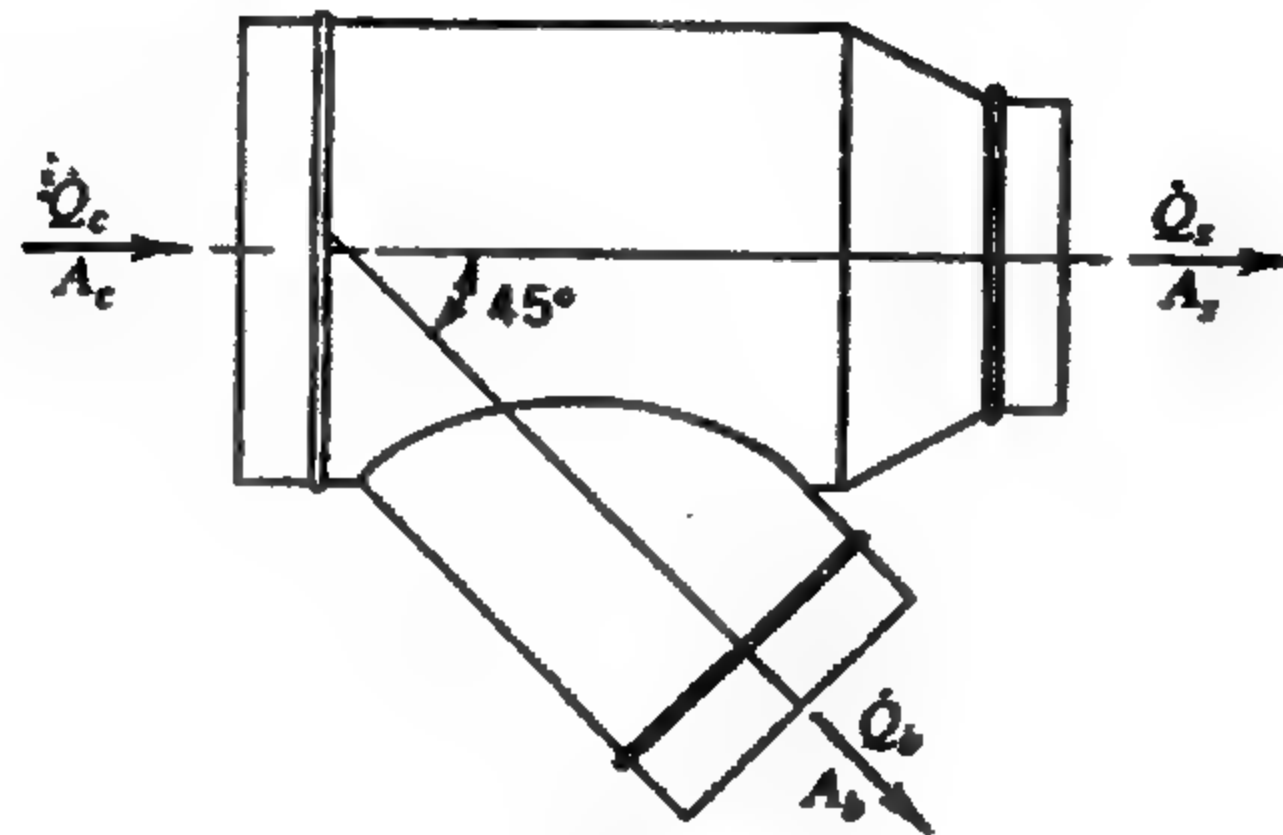
**B. Transition, Rectangular, Two Sides Parallel**



$A_0/A_1$	$C_0$						
	$\theta = 10^\circ$	$20^\circ$	$45^\circ$	$90^\circ$	$120^\circ$	$150^\circ$	$180^\circ$
0.10	0.05	0.05	0.07	0.19	0.29	0.37	0.43
0.17	0.05	0.04	0.05	0.18	0.28	0.36	0.42
0.25	0.05	0.04	0.06	0.17	0.27	0.35	0.41
0.50	0.06	0.05	0.06	0.14	0.20	0.26	0.27
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00
2.00	0.56	0.60	1.40	1.52	1.48	1.44	1.40
4.00	2.72	3.52	9.60	11.20	11.04	10.72	10.56
10.00	24.00	36.00	69.00	93.00	93.00	92.00	91.00
16.00	66.56	102.40	181.76	256.00	253.44	250.88	258.88

**Table 8.5 Pressure loss coefficient for diverging flow fitting.**

A. Diverging Wye, Round, 45 deg



Branch,  $C_b$

$A_b/A_c$	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
0.1	0.38	0.39	0.48					
0.2	2.25	0.38	0.31	0.39	0.46	0.48	0.45	
0.3	6.29	1.02	0.38	0.30	0.33	0.39	0.44	0.48
0.4	12.41	2.25	0.74	0.38	0.30	0.31	0.35	0.39
0.5	20.58	4.01	1.37	0.62	0.38	0.30	0.30	0.32
0.6	30.78	6.29	2.25	1.02	0.56	0.38	0.31	0.30
0.7	43.02	9.10	3.36	1.57	0.85	0.52	0.38	0.31
0.8	57.29	12.41	4.71	2.25	1.22	0.74	0.50	0.38
0.9	73.59	16.24	6.29	3.06	1.69	1.02	0.67	0.48

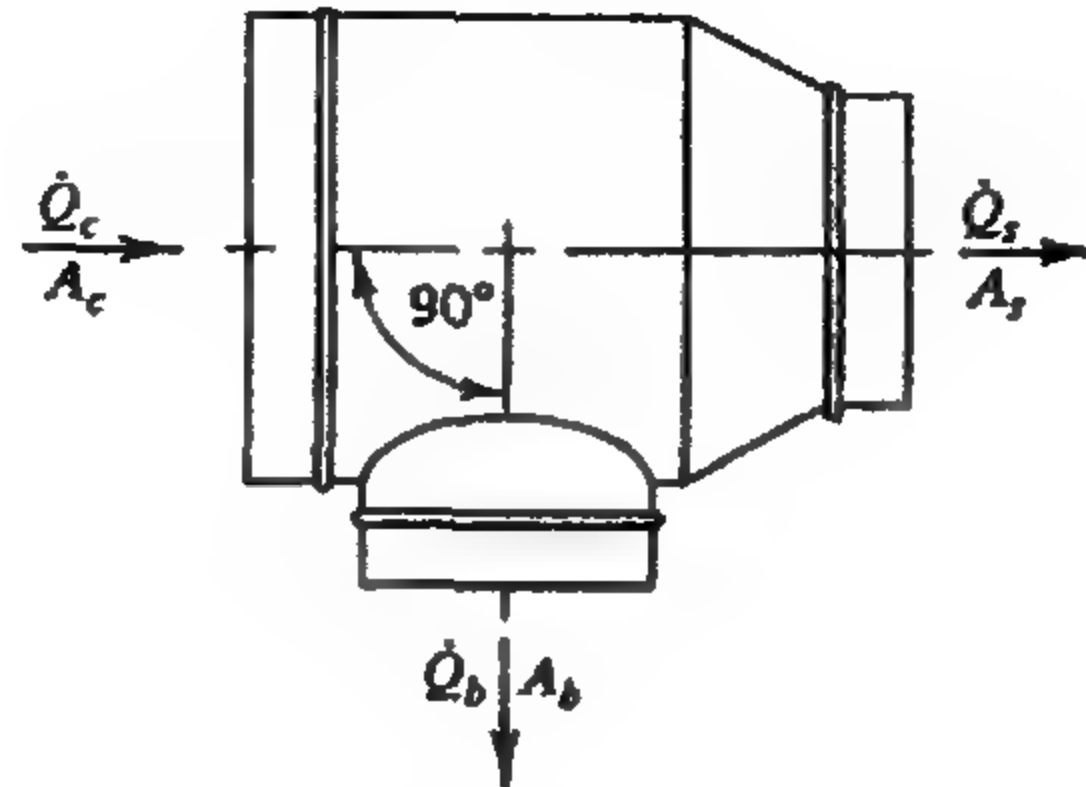
Main,  $C_s$

$A_s/A_c$	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
0.1	0.13	0.16						
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28			
0.3	0.90	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20	
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16
0.5	6.25	0.37	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15
0.6	11.88	0.90	0.20	0.13	0.14	0.13	0.14	0.14
0.7	18.62	1.71	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14



**Table 8.6 Pressure loss coefficient for diverging flow fitting.**

**B. Diverging Tee, Round**

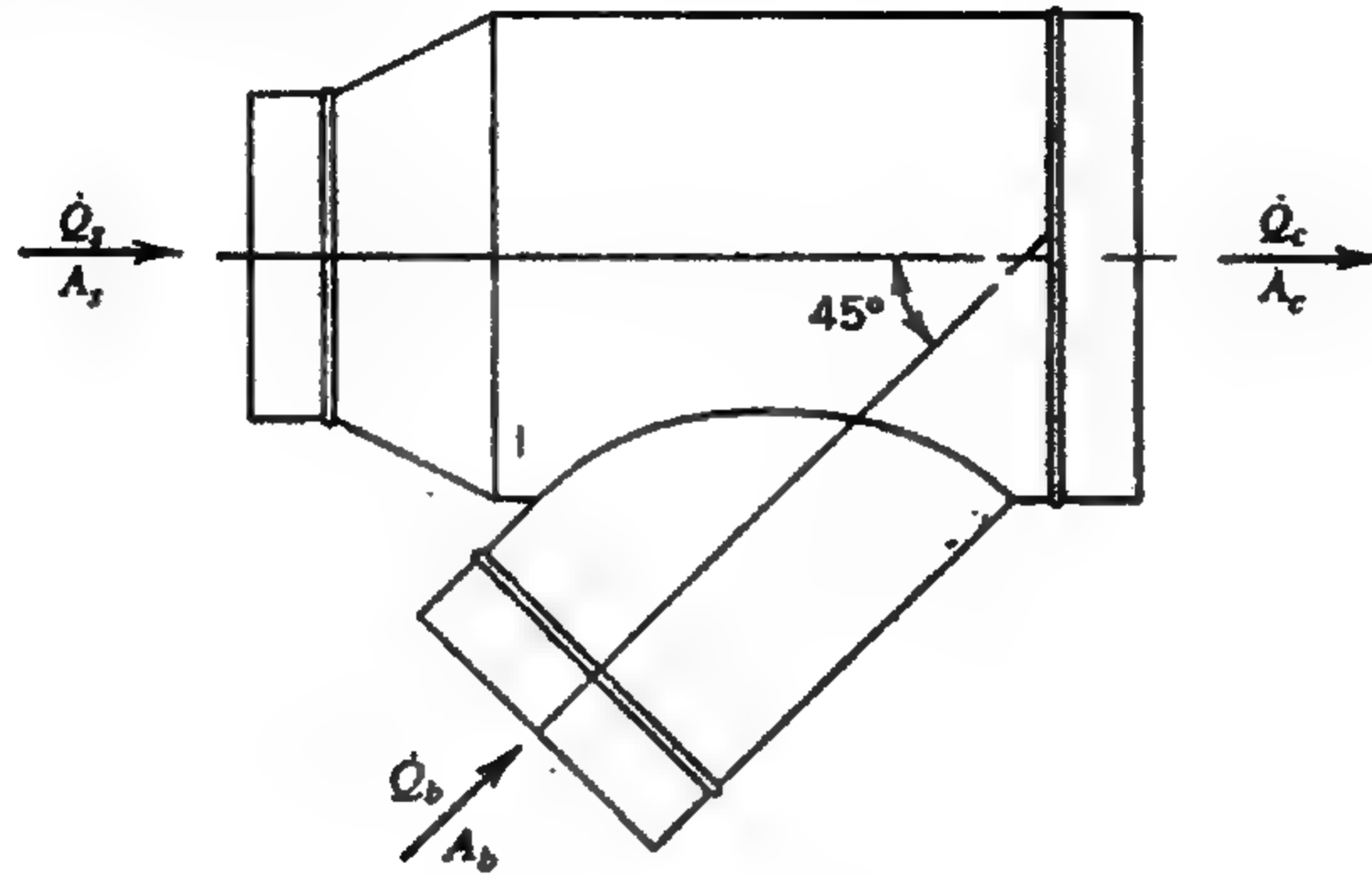


$A_b/A_c$	Branch, $C_b$								
	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	1.20	0.62	0.80	1.28	1.99	2.92	4.07	5.44	7.02
0.2	4.10	1.20	0.72	0.62	0.66	0.80	1.01	1.28	1.60
0.3	8.99	2.40	1.20	0.81	0.66	0.62	0.64	0.70	0.80
0.4	15.89	4.10	1.94	1.20	0.88	0.72	0.64	0.62	0.63
0.5	24.80	6.29	2.91	1.74	1.20	0.92	0.77	0.68	0.63
0.6	35.73	8.99	4.10	2.40	1.62	1.20	0.96	0.81	0.72
0.7	48.67	12.19	5.51	3.19	2.12	1.55	1.20	0.99	0.85
0.8	63.63	15.89	7.14	4.10	2.70	1.94	1.49	1.20	1.01
0.9	80.60	20.10	8.99	5.13	3.36	2.40	1.83	1.46	1.20

$A_s/A_c$	Main, $C_s$								
	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	0.13	0.16							
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28				
0.3	0.90	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20		
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.34
0.5	6.25	0.37	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
0.6	11.88	0.90	0.20	0.13	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15
0.7	18.62	1.71	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15	0.14
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14	0.13

**Table 8.7 Pressure loss coefficient for converging flow fitting (Y).**

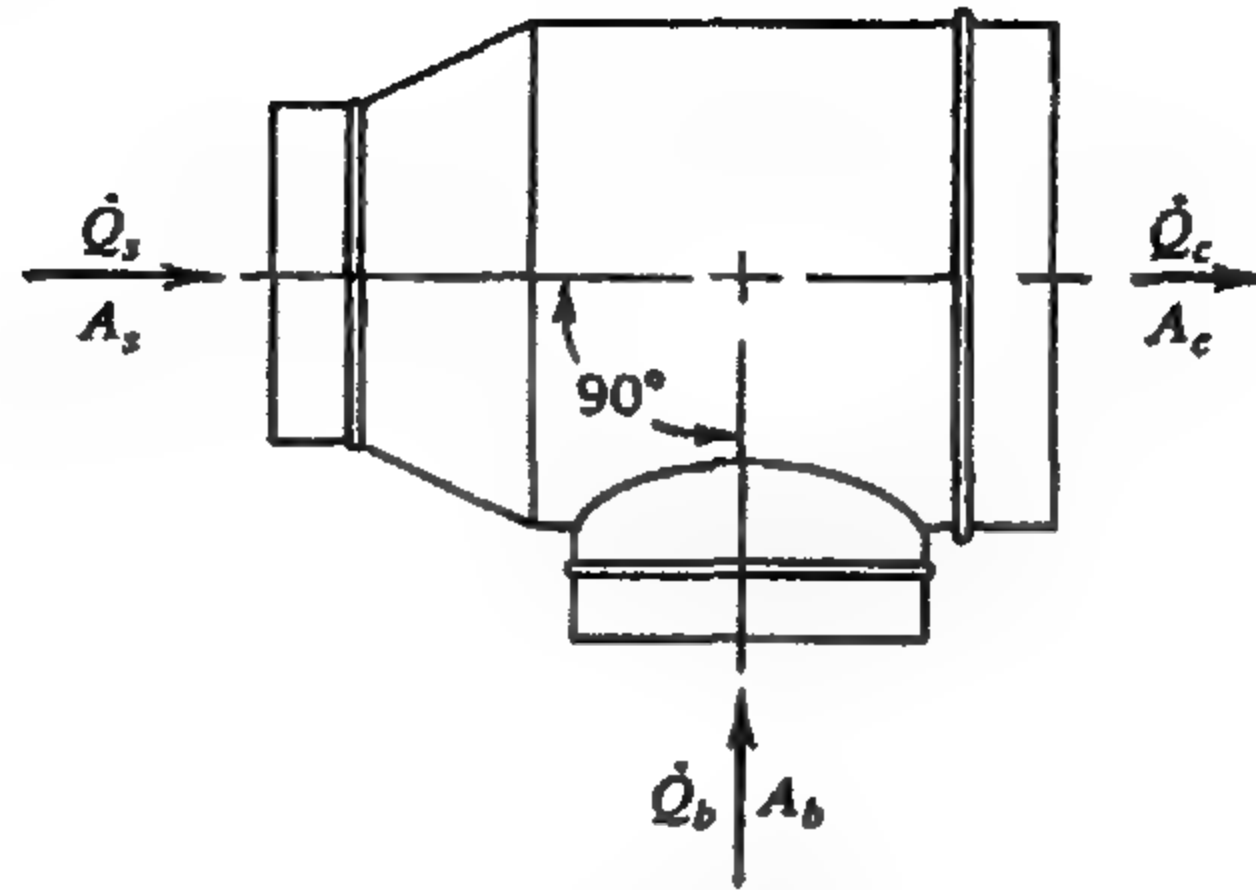
A. Converging Wye (45 deg), Round



		Branch, $C_b$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.4	0.3	-21.41	-2.85	-0.10	0.63	0.87	0.96	1.00	1.06	1.26
	0.4	-39.30	-6.02	-1.05	0.28	0.72	0.87	0.91	0.92	1.00
	0.5	-62.10	-9.96	-2.16	-0.06	0.63	0.85	0.90	0.88	0.86
	0.6	-89.77	-14.65	-3.42	-0.38	0.61	0.93	0.99	0.95	0.90
	0.7	-122.46	-20.19	-4.88	-0.74	0.61	1.04	1.12	1.06	0.95
	0.8	-160.18	-26.56	-6.55	-1.15	0.62	1.18	1.29	1.19	1.01
0.5	0.3	-14.10	-1.39	0.40	0.84	0.97	1.00	1.02	1.07	1.28
	0.4	-26.48	-3.53	-0.24	0.59	0.83	0.89	0.88	0.85	0.86
	0.5	-41.84	-5.96	-0.80	0.51	0.88	0.97	0.95	0.90	0.87
	0.6	-60.61	-8.90	-1.46	0.43	0.97	1.09	1.06	0.97	0.90
	0.7	-82.80	-12.36	-2.22	0.35	1.09	1.25	1.20	1.08	0.93
	0.8	-108.39	-16.35	-3.09	0.27	1.24	1.45	1.38	1.20	0.96
		Main, $C_s$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.4	0.3	-33.68	-6.60	-1.98	-0.53	0.05	0.31	0.41	0.45	0.45
	0.4	-25.24	-4.51	-1.13	-0.13	0.25	0.40	0.46	0.47	0.45
	0.5	-18.83	-3.04	-0.57	0.13	0.37	0.46	0.48	0.48	0.46
	0.6	-13.99	-1.97	-0.17	0.31	0.46	0.50	0.50	0.48	0.46
	0.7	-10.27	-1.17	0.12	0.44	0.52	0.53	0.51	0.49	0.46
	0.8	-7.32	-0.54	0.35	0.54	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46
0.5	0.3	-53.80	-10.77	-3.45	-1.17	-0.27	0.11	0.26	0.30	0.29
	0.4	-40.66	-7.54	-2.16	-0.57	0.02	0.25	0.32	0.33	0.30
	0.5	-30.68	-5.27	-1.30	-0.18	0.21	0.33	0.36	0.34	0.30
	0.6	-23.15	-3.62	-0.69	0.09	0.33	0.39	0.38	0.35	0.30
	0.7	-17.34	-2.38	-0.24	0.29	0.42	0.43	0.40	0.35	0.30
	0.8	-12.75	-1.41	0.11	0.44	0.49	0.47	0.41	0.36	0.30

**Table 8.8 Pressure loss coefficient for converging flow fitting (T).**

**B. Converging Tee, Round**



		Branch, $C_b$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.4	0.3	-23.96	-3.65	-0.48	0.43	0.75	0.88	0.91	0.91	0.88
	0.4	-42.98	-7.03	-1.46	0.11	0.67	0.87	0.93	0.91	0.88
	0.5	-67.44	-11.35	-2.69	-0.26	0.59	0.90	0.97	0.94	0.88
	0.6	-97.39	-16.60	-4.17	-0.69	0.52	0.95	1.06	1.01	0.88
	0.7	-132.88	-22.81	-5.91	-1.17	0.46	1.03	1.17	1.11	0.92
	0.8	-173.96	-29.99	-7.90	-1.73	0.40	1.15	1.33	1.24	1.00
0.5	0.3	-16.99	-2.35	-0.07	0.57	0.80	0.89	0.91	0.90	0.88
	0.4	-30.49	-4.67	-0.72	0.38	0.76	0.89	0.92	0.90	0.88
	0.5	-47.82	-7.61	-1.50	0.19	0.75	0.93	0.97	0.93	0.88
	0.6	-69.03	-11.17	-2.42	-0.03	0.76	1.01	1.05	0.98	0.88
	0.7	-94.17	-15.37	-3.49	-0.26	0.80	1.13	1.17	1.07	0.92
	0.8	-123.30	-20.22	-4.71	-0.50	0.87	1.29	1.33	1.20	1.00

		Main, $C_s$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c : \dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.4	0.3	49.68	7.59	2.74	1.42	0.90	0.65	0.51	0.43	0.35
	0.4	30.96	5.51	2.21	1.23	0.82	0.61	0.49	0.42	0.35
	0.5	21.00	4.40	1.92	1.13	0.78	0.59	0.48	0.42	0.35
	0.6	15.43	3.78	1.76	1.07	0.75	0.58	0.48	0.41	0.35
	0.7	12.36	3.44	1.67	1.04	0.74	0.57	0.48	0.41	0.35
	0.8	10.86	3.27	1.63	1.02	0.73	0.57	0.47	0.41	0.35
0.5	0.3	65.94	10.28	3.65	1.79	1.05	0.68	0.48	0.35	0.27
	0.4	38.84	7.27	2.87	1.51	0.93	0.63	0.45	0.34	0.27
	0.5	25.07	5.74	2.47	1.37	0.87	0.60	0.44	0.33	0.27
	0.6	17.98	4.95	2.27	1.29	0.84	0.58	0.43	0.33	0.27
	0.7	14.69	4.58	2.17	1.26	0.82	0.58	0.43	0.33	0.27
	0.8	13.78	4.48	2.15	1.25	0.82	0.57	0.43	0.33	0.27

**II الكوع ( المرفق ) Elbow** : تكون الأكواع إما ذات مقطع دائري أو مقطع مستطيل ،  
الأكواع الدائرية إما أن تكون ملساء ذات زاويا  $90^\circ$  ،  $45^\circ$  . في قطعة واحدة أو ثلاث قطع  
بزاويا  $90^\circ$  و  $45^\circ$  أو من خمس قطع بزاوية  $90^\circ$ .

قد تزود الأكواع بربش توجيه من أجل كبح التيارات الدوامية التي تنشأ نتيجة تغيير الاتجاه  
ولخفض الفقد في الضغط. الأنواع المختلفة للأكواع مبينه في Fig 8.5 : Fig 8.10

**III تركيبة انتقالية Transition fittings** : تستخدم هذه التركيبية في حالة الاحتياج إلى  
تغيير ابعاد مقطع مسالك الهواء. قد يكون ذلك بسبب الفراغ المتاح للتركيب أو للموائمة مع جزء  
آخر في المسلك ذو ابعاد قياسية يصعب تغييرها .

التركيبية الانتقالية قد تكون ذات مقطع دائري او مقطع مستطيل . أو من مقطع مستطيل لآخر  
دائري والعكس . أيضا قد تكون توسع فجائي حيث تكون  $\theta = 180^\circ$  أو ذات توسع متدرج

Gradual enlargement  $\theta < 180^\circ$  . انظر Table 8. 4

لا يفضل التوسع الفجائي لتكون التيارات الدوامية بصورة ملحوظة ويفضل أن يكون الميل بين  
المقطع الصغير والكبير في حدود 1 : 7 .

التركيبية الانتقالية قد تكون أيضا في شكل تقلص فجائي Sudden contraction  $\theta = 180^\circ$  أو  
تقلص متدرج Gradual contraction .

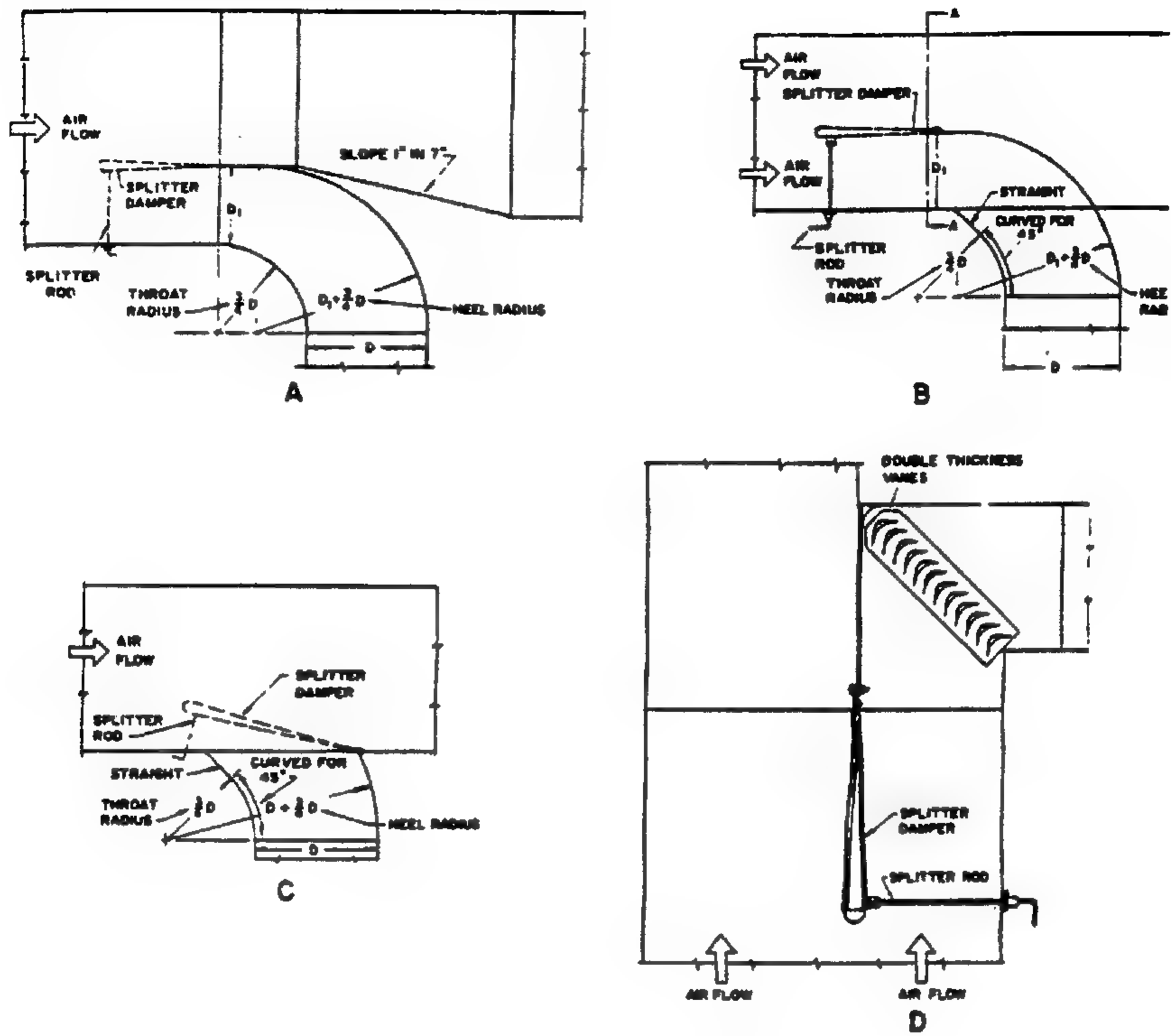
**ثانيا - تركيبات ذات تدفق متفرق Divided flow fittings**

**II خروج فرعي Branch Takeoffs** : عندما يقوم مسلك التغذية الرئيسي بتغذية

مسالك فرعية يجب أن يكون هناك مخارج لكل مسلك فرعي . هذه المخارج تكون عادة ذات  
مقطع مستطيل أو دائري . بعض اشكال هذه المخارج مبينه في Fig8.11 . هذه المخارج  
مزودة بـ خائق مشقوق Splitter - damper للتحكم في درجة الغلق . هذه المخارج قد تكون  
على شكل حرف T أو Y . انظر Table 8.5 & Table 8.6

**III دخول فرعي Branch Entries** : لا تختلف في تركيبها عن المخارج الفرعية

ولكنها تتركب على خطوط الراجع Return duct حيث تجلب الهواء الراجع وتصب في مسالك  
الهواء الراجع الأكبر Tables 8.7 & 8.8



*Figure 8.11 Typical takeoffs*



بعض التركيبات المهمة التي لا يخلو منها مسلك هواء - ويمكن التعرف على بعضها في Figs 8.12 , 8.13 , 8.14 وإن كان قد تم حصر أكثر من ٢٠٠ تركيبة تستخدم في مسالك تكييف الهواء.

### Example 8.2

Compute the lost pressure  $e$  in 15.24cm, 90° elbow that has 4.25 m<sup>3</sup>/min of air flowing through it. The ratio of turning radius to diameter is 1:5 Assume standard air.

$$V = Q / A = \frac{4.25}{(\pi / 4) D^2 (60)}$$

$$= \frac{4.25}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (0.1524)^2 (60)} = 3.88 \text{ , m/s}$$

من Table 8.3 عند  $D = 150\text{mm}$  &  $\theta = 90^\circ$  نجد أن  $C = 0.43$

$$\Delta P = C \left( \frac{V}{1.29} \right)^2 = 0.43 \left( \frac{3.88}{1.29} \right)^2 = 3.89 \text{ Pa}$$

### Example 8.3

45° Round Wye, (Y) 500mm. diameter main duct, 1200 L/s, 250mm diameter branch duct, branch velocity of 6 m/s. Determine the Fitting pressure losses ( Table 8.5 ).

$$A_b = \pi \cdot r^2 = \pi \times 0.125^2 = 0.015625 \pi \text{ m}^2$$

$$A_c = \pi \cdot r^2 = \pi \times 0.25^2 = 0.0625 \pi \text{ m}^2$$

$$A_b / A_c = 0.25$$

$$Q_b = A_b \times V_b = \pi \cdot (0.125)^2 \times 6 = 0.294 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_b / Q_c = 0.294 / 1.2 = 0.25$$

بالدخول في Table 8.5 عند  $\theta = 90^\circ$  &  $Q_b / Q_c = 0.25$  &  $A_b / A_c = 0.25$




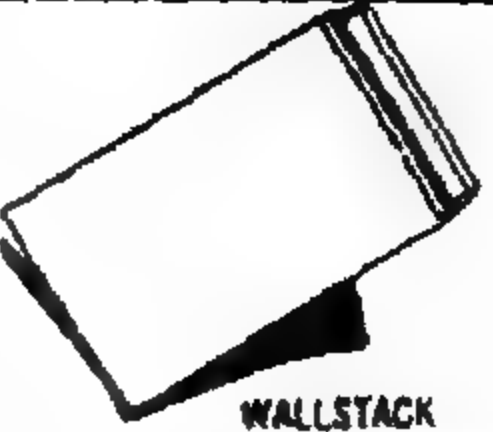












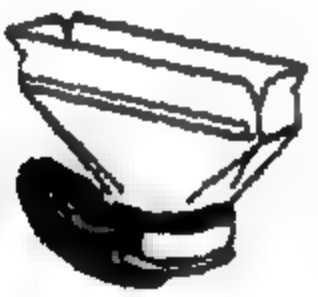
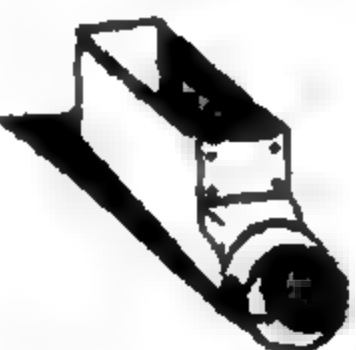




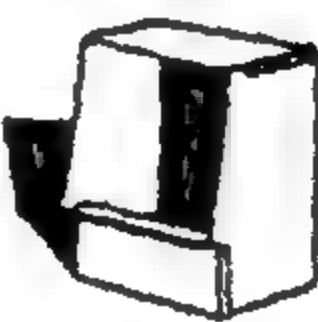
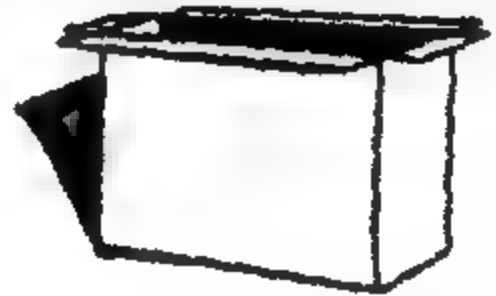
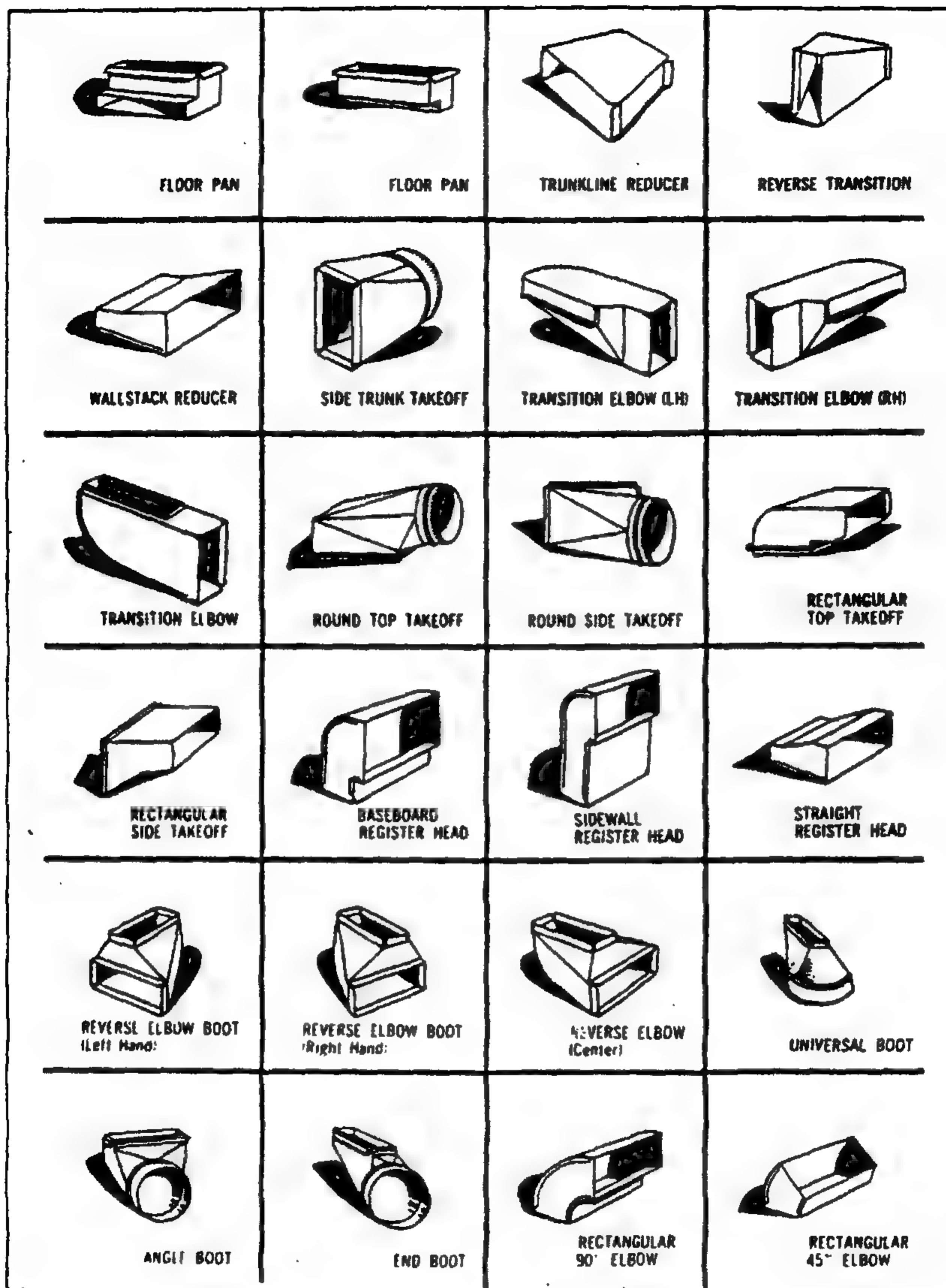
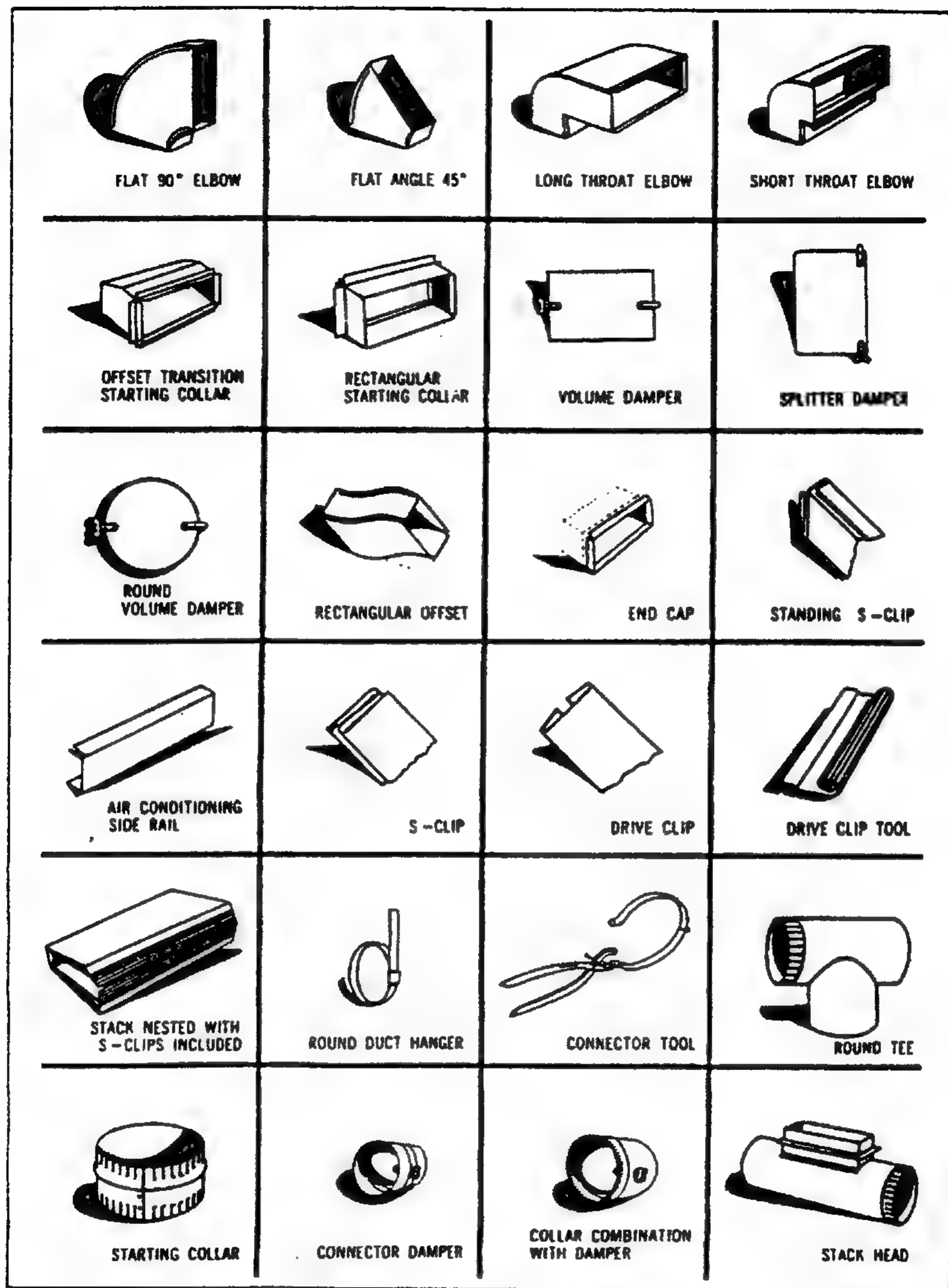
			
TRUNKLINE SECTION (One Joist Space Long)	TRUNKLINE SECTION (Two Joist Spaces Long)	ROUND PIPE	WALLSTACK
			
ROUND COLLAR	ROUND CONNECTOR	45° ROUND ELBOW	90° ROUND ELBOW
			
180° FLEX ELBOW	TAPERED ROUND REDUCER	ADJUSTABLE CONE SIDE TAKEOFF	ADJUSTABLE CONE TOP TAKEOFF
			
ROUND END BOOT	SIDE TAKEOFF	ANGLE BOOT	UNIVERSAL BOOT
			
UNIVERSAL BOOT	END BOOT	ANGLE BOOT	STACK ANGLE
			
STACK ELL	STACK ELL FLAT	ANGLE REGISTER HEAD	FLOOR PAN

Figure 8.12 Duct fittings



*Figure 8.13 Duct fittings*



*Figure 8.14 duct fittings*

نجد أن بالتقريب  $C \approx 0.525$

فقد الضغط في الخط الفرعي (b)

$$\Delta P = C \left( \frac{V}{1.29} \right)^2 = 0.525 \left( \frac{6}{1.29} \right)^2 = 11.36 \text{ Pa}$$

### Example 8.4

An 0.3 by 0.4m branch duct leaves an 0.3m by 0.6m main duct at an angle of  $45^\circ$ . The air temperature is  $20^\circ\text{C}$ . The down stream duct dimensions are  $0.3\text{m} \times 0.5\text{m}$ . The flow rate up stream  $2.7\text{m}^3/\text{s}$ , and the pressure is  $250\text{Pa}$ . The branch flow rate is  $1.3\text{m}^3/\text{s}$ . What is the pressure: (a) down stream in the main duct and (b) in the branch

بالرجوع إلى (Table 8.5) نجد أن

$$Q_c = 2.7\text{m}^3/\text{s}$$

$$Q_b = 1.3\text{m}^3/\text{s}$$

$$Q_s = 1.4\text{m}^3/\text{s}$$

$$A_c = 0.18\text{m}^2$$

$$A_b = 0.12\text{m}^2$$

$$A_s = 0.15\text{m}^2$$

$$V_c = (2.7 / 0.18) = 15\text{m/s}$$

&

$$V_b = (1.3 / 0.12) = 10.83\text{m/s}$$

$$V_s = 14 / 0.15 = 9.3\text{m/s}$$

$$\frac{A_b}{A_c} = 0.67$$

$$\frac{Q_b}{Q_c} = \frac{1.3}{2.7} = 0.48$$

$$\frac{A_s}{A_c} = 0.82$$

$$\frac{Q_s}{Q_c} = \frac{1.4}{2.7} = 0.52$$

باستخدام الاستكمال من الداخل interpolation نجد أن

$$C_b = 0.74$$

$$C_s = 0.15$$

بالنسبة للمسلك الرئيسي

$$\Delta P_s = C_o \left( \frac{V_s^2}{1.29} \right)^2 = 0.15 \left( \frac{9.3}{1.29} \right)^2 = 7.8 \text{ Pa}$$

وتطبيق معادلة برنولي

$$\frac{P_c}{\rho} + \frac{V_c^2}{2} = \frac{P_s}{\rho} + \frac{V_s^2}{2} + \frac{\Delta P_s}{\rho}$$



$$P_s = \rho \left( \frac{P_c}{\rho} + \frac{V_c^2}{2} - \frac{V_s^2}{2} - \frac{\Delta P_s}{\rho} \right)$$

$$= 1.2 \left( \frac{250}{1.2} + \frac{15^2}{2} - \frac{(9.3)^2}{2} - \frac{7.8}{1.2} \right) = 325.3 \quad \text{Pa}$$

بالنسبة للمسلك الفرعي نجد

$$\Delta P_b = C_b \left( \frac{V_b}{1.29} \right)^2 = 0.74 \left( \frac{10.83}{1.29} \right)^2 = 52.16 \quad \text{Pa}$$

وبتطبيق معادلة برنولي للمسلك الفرعي نجد

$$P_b = \rho \left( \frac{P_c}{\rho} + \frac{V_c^2}{2} - \frac{V_b^2}{2} - \frac{\Delta P_b}{\rho} \right)$$

$$= 1.2 \left[ \frac{250}{1.2} + \frac{(15)^2}{2} - \frac{(10.83)^2}{2} - \frac{52.16}{1.2} \right] = 262.5 \text{ Pa}$$

## 8.5 Air Duct Design

## 8.5 تصميم مسالك الهواء

الغرض من انظمة المسالك هو تزويد المكان الخاضع للتكييف بالهواء المعالج من خلال المخارج (Outlets) بالكمية اللازمة لكل ناشر ( Diffuser ). من أجل أن يقوم هذا الهواء بمعادلة الحمل الحراري للمكان كسبا أو فقدا نتيجة حركة الهواء .

### 8.5.1 Duct classifications

### 8.5.1 تصنيف المسالك

أولا - طبقا لاتجاه حركة الهواء *Air direction* تنقسم إلى: مسالك تغذية Supply ducts ومسالك للراجع Return ducts.

**مسلك التغذية** : حركة الهواء من جهاز التكييف إلى المكان المراد تكييفه .

**مسلك الراجع** : حركة الهواء من المكان المكيف إلى جهاز التكييف أو إلى الخارج .

ثانيا - طبقا للسرعة Velocity تنقسم المسالك إلى

1- مسالك السرعة المنخفضة Low velocity ducts للأغراض التجارية 12.7 m/s . عادة تتراوح بين ( 6 - 11 ) m/s

2- مسالك السرعة العالية High velocity ducts للأغراض التجارية أعلى من 12.7 m/s

وللأغراض الصناعية فإن السرعة المنخفضة تكون حتى 12.7m/s. السرعة العالية بين (25 : 12.7) m/s

أما مسالك الراجع فيمكن إعتبارها مسالك سرعات منخفضة. يبين Table 8.9. السرعات المثالية في كل من مسالك التغذية والراجع وكذلك خلال عناصر معدات تكييف الهواء.

ثالثا - طبقا للضغط Pressure تصنف المسالك طبقا لضغط المراوح إلى:

- 1- أنظمة ضغط منخفض Low pressure system حيث  $\Delta P \leq 940 \text{ Pa}$
  - 2- أنظمة الضغط المتوسط Medium pressure system حيث  $940 \leq \Delta P \leq 1690 \text{ Pa}$
  - 3- أنظمة الضغط العالي High pressure system حيث  $1690 \leq \Delta P \leq 3200 \text{ Pa}$
- الضغط المذكور هو الضغط الكلي ويشمل فقد ضغط الاحتكاك ، مقاومة أجهزة وحدة المنبولة مثل ملفات التبريد والتسخين ووحدة الرش والفلتر .

رابعا - طبقا لمقطع المسالك Duct Cross-section تنقسم المسالك طبقا لشكل مقطع المسالك إلى :

- 1- مسالك دائرية Round duct وتمتاز هذه المسالك بسهولة التصنيع وإنخفاض فقد الضغط بالاحتكاك ومن العيوب الاستهلاك العالي من ألواح التصنيع .
  - 2- مسالك مستطيلة المقطع Rectangular duct تتمتاز بأقتصاديات التصنيع وملائمة التركيب في الفراغات الخاصة. ومن عيوبها زيادة فقد الضغط بالاحتكاك .
- خامسا - مادة التصنيع Materials تصنع المسالك عادة من ألواح معدنية Metal sheet والألومنيوم Aluminum وحديثا من الصوف الزجاجي Fiberglass وفي بعض الأحيان ألواح القرميد Tile والبلاستيك Plastic .

- الألواح المعدنية أثقل من الألومنيوم ولكن ذات تكلفة أقل .
- الألومنيوم والصوف الزجاجي أقل عرضه للصدأ وتكون البكتريا على السطح.
- البلاستيك يستخدم نظرا لسهولة التشكيل ومقاومته للحرارة.
- استخدام الفايبر جلاس لقي قبول حسن في الوقت الحالي نظرا لكفاءته في تقليل الضوضاء وكعازل حراري ومائي.

**Table 8.9 Recommended air Velocity in Low velocity Air Conditioning Systems, m/s**

Application	Main Ducts		Branch Duct		Out air intakes	Filters	Heating or Cooling coils	Air washers	Suction connection	Fan outlets
	Supply	Return	Supply	Return						
<i>Residences</i>	5	4	3	3	2.5	1.3	2.3	2.5	3.6	5-8
<i>Apartments hotel</i>										
<i>Bedrooms hospital</i>	7.5	6.5	6.12	5	2.5	1.6	2.7	2.6	4.5	7-10
<i>Bedrooms</i>										
<i>Private offices</i>										
<i>Directors rooms</i>	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
<i>Libraries</i>										
<i>Theatres</i>	6.6	5.6	5.0	4	2.5	1.5	2.6	2.6	4	6.6-10
<i>Auditoriums</i>										
<i>General offices</i>										
<i>Restaurants</i>	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
<i>Stores</i>										
<i>Bonks</i>										
<i>Cafeteria</i>	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
<i>Industrial buildings</i>	15	9	11	7.7	2.5	1.8	3.0	2.6	5.1	8.2-12

سادسا : تخطيط المسالك Duct layout تنقسم أنظمة المسالك طبقا للتخطيط حسب الاستخدام إلى :

(1) نظام محيطي Fig 8.15 Loop perimeter system حيث يتم توزيع هواء التغذية من مركز التسخين خلال المسالك الفرعية من خلال نظام محيطي مغلق للأرضية. مخارج الهواء الخارج (المستقبلات Registers) تتركب تحت الشبابيك مباشرة. هذا النظام ملائم للأماكن التي تحتاج تدفئة أغلب أوقات العام .

(2) نظام رئيسي فوقى Fig 8.16 Overhead trunk المسالك الرئيسي - يخرج من وحدة التكييف ويمتد خلال مسالك فرعية من فراغ أعلى سقف اصطناعي False ceiling. المسالك الفرعية تمتد إلى المخارج Outlets التي تتركب على الحوائط المرتفعة أو فى فراغ السقف الزائف. هذا النظام أكثر ملائمة للأماكن التي تحتاج إلى تبريد أغلب أوقات العام.

## 8.6 اعتبارات أساسية لتصميم المسالك

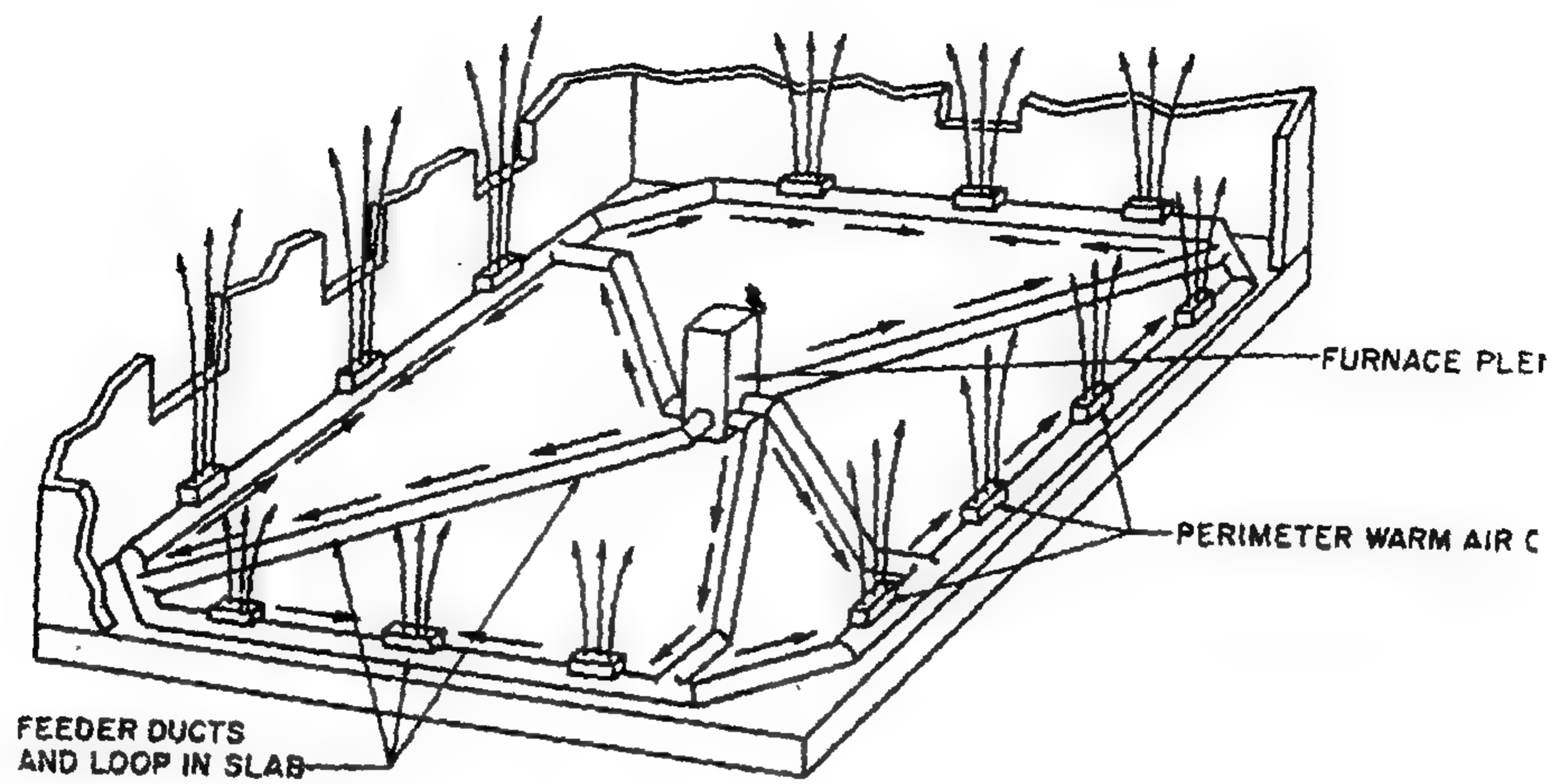
### 8.6 Essential Considerations For Duct Design

عند تصميم نظام المسالك يجب الأخذ فى الاعتبار العوامل الآتية : الفراغ المتاح وفقد الاحتكاك وسرعة الهواء، مستوى الازعاج، الفقد والاكسهاب الحرارى خلال جدران المسالك، تسرب الهواء من وإلى المسالك.

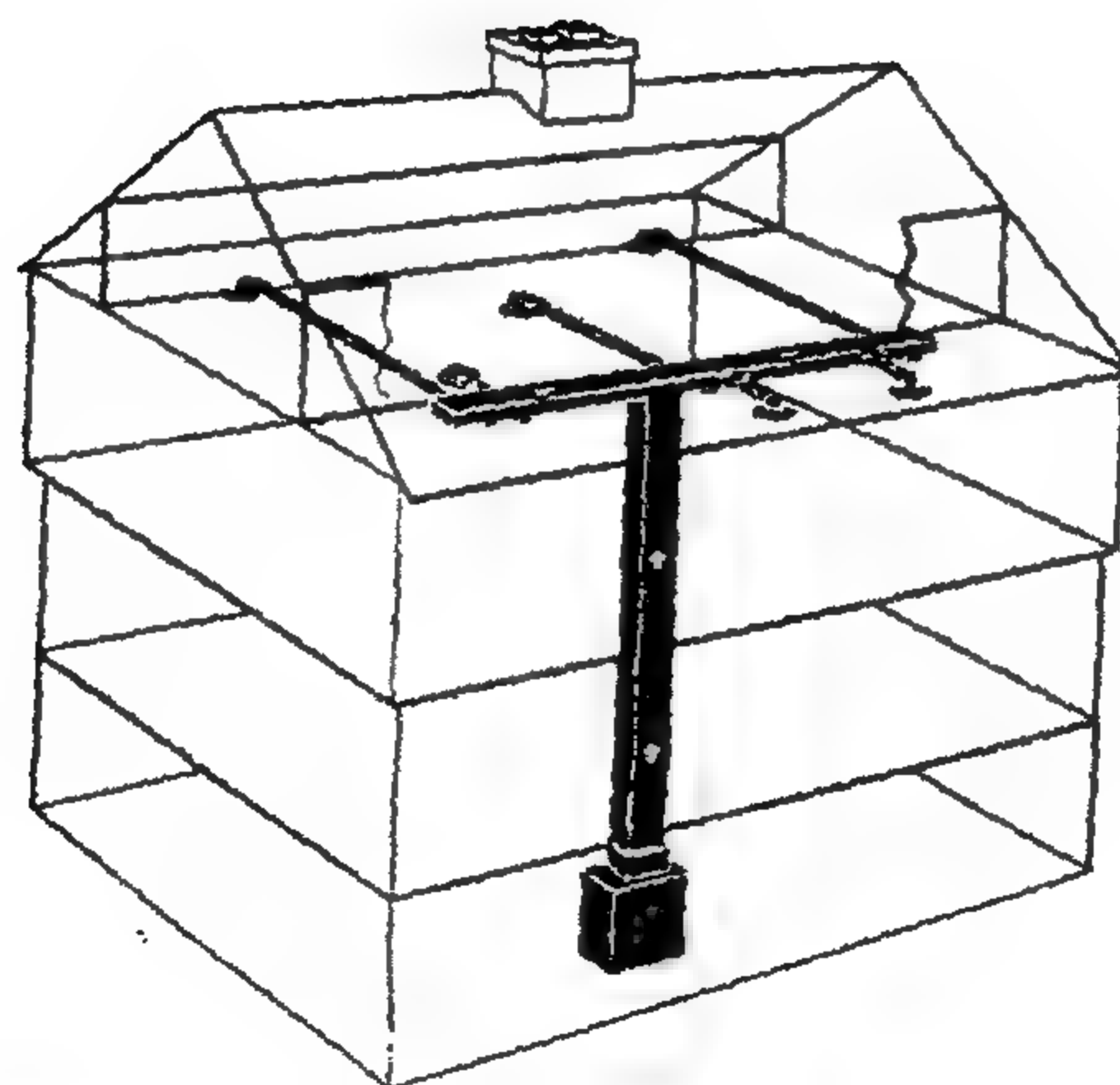
#### 8.6.1 الفراغ المتاح والمظهر المعماري :

##### 8.6.1 Space available and architecture appearance

- مسالك التغذية ومسالك الراجع وإمكانية ظهورها غالبا وما يتحكم فى تخطيط هذه الأنظمة
- فى الفنادق والمكاتب حيث الفراغ يحتل أولوية قصوى Premium يستخدم نظام سرعات عالية مع وحدات حث Induction Unit باستخدام مسالك دائرية ذات قطر صغير.
- فى بعض التطبيقات قد يتطلب الأمر تعليق هذه المسالك ملاصقة للسقف ( فى بعض أقسام المخازن والمكاتب يفضل استخدام مسالك ذات مقطع مستطيل).
- فى المنشآت الصناعية حيث المظهر يحتل مرتبة ثانوية فتفضل المسالك ذات المقطع المستطيل حيث يكون الأنسب من الناحية الاقتصادية .



*Figure 8.15 Loop perimeter system*



*Figure 8.16 Overhead radial system*



## 8.6.2 Economical consideration

## 8.6.2 الاعتبارات الاقتصادية

إن الموائمة بين التكلفة الإنشائية Investment cost وتكلفة التشغيل Operational cost لها أهمية خاصة ويؤثر على ذلك الآتى :

الحرارة المفقودة شتاءاً أو المكتسبة صيفاً تؤثر مباشرة فى اتجاه زيادة معدل الهواء المار فى المسالك. هذا بدوره يؤثر على النسبة الباعية Aspect ratio (نسبة اطول ضلع إلى الضلع الآخر فى المسالك المستطيلة) ومنها نجد أن :

- المسلك ذو النسبة الباعية الكبيرة يكون عرضه لاكتساب أو فقد حرارة أكبر من مثيله ذو النسبة الباعية الصغيرة والذى يحمل نفس كمية الهواء.

- المسالك التى تحمل كمية صغيرة من الهواء بسرعات منخفضة تكون أكثر عرضه للفقد أو اكتساب الحرارة. وهذا يؤثر فى اتجاه زيادة قدرة التبريد أو التدفئة.

- إضافة عزل حرارة إلى المسالك يقلل من نسبة الحرارة المكتسبة أو المفقودة وكذلك من الأفضل تصميم المسلك ذات سرعة عالية مع نسبة باعية صغيرة للمسالك التى تحمل كمية صغيرة من الهواء وخاصة إذا كانت هذه الاجزاء خارج الأماكن المكيفة .

النسبة الباعية Aspect Ratio زيادة النسبة الباعية تؤدي إلى زيادة تكلفة التصنيع والتشغيل حيث أنها تؤدي إلى زيادة الاحتكاك ومن المناسب إلا تزيد النسبة الباعية عن 1:4

الاحتكاك Friction فقد الضغط نتيجة الاحتكاك له أهمية قصوى خاصة من وجهة نظر التكلفة الإنشائية حيث ان المسالك يجب ان تكون بقدر الإمكان قصيرة ولكن قصر المسالك قد يتطلب سرعة عالية مصحوبة بمستوى أعلى من الأزعاج - لذلك يجب ان تكون التركيبات قليلة بقدر الإمكان لتفادى فقد الضغط فيها.

تسرب الهواء Air leakage تسرب الهواء من وإلى المسلك يؤثر على حالة الفراغ المراد تكلفته لذلك يجب العمل على عدم السماح للهواء بالتسرب خاصة إذا كان المسلك خارج نطاق المكان المكيف. إذا كان التسرب فى حدود 1% من الحجم الكلى للهواء فيكون ذلك فى حدود المسموح به وذلك فى نظام السرعات العالية. لذلك يجب وضع جوانات حاكمة عمرها الافتراضى من سنة حتى 20 سنة لمنع تسرب الهواء..

مستوى الضوضاء *Noise level* تنتج الضوضاء في مسالك تكييف الهواء بسبب ارتطام الهواء بالأسطح الصلبة (جدران المسالك) نتيجة سرعة الهواء ويمكن إرجاع المصادر الرئيسية للضوضاء إلى :

- 1- عناصر تقوم بتوليد طاقة الصوت في أجزاء المسالك والتركيبات ويقصد بها الأكواع التفريعات والمخفضات والنواشر.
- 2- مخارج الهواء داخل الغرف النواشر والمستقبلات لذلك يجب تحديد سرعة الهواء في كل منطقة بحيث تكون طاقة الصوت الناتجة أقل ما يمكن .
- مقاومة الحريق *Fire resistant* بالإضافة إلى ما سبق فإن مواد التصنيع وكذلك المواد العازلة يجب ان تكون بقدر الأمكان غير قابلة للاشتعال .

## 8.7 فقد الضغط لنظام المسلك *8.7 Duct System Pressure Loss*

- فقد الضغط في النظام يجب تقديره بحساب قدرة المروحة واختيار المعدات.
- فقد ضغط نظام المسالك يجب أن يشتمل على فقد الضغط خلال مسار الهواء وكذلك عناصر معدات نظام التكييف مثل الفلتر، ملفات التبريد والتسخين ووحدة الترطيب – وكذلك الفقد الخاص بدخول الهواء الراجع والهواء الخارجى ومخارج الهواء فى الغرف وكذلك أماكن توصيل المسالك بوحدة المناولة.
- هذا الفقد يجب أن تغطية المروحة. فقد الضغط في المعدات وكذلك فى مخارج الهواء يتم الحصول عليه من كتالوجات التصنيع.
- تعطى Table 8.10 قيم استرشادية لفقد الضغط خلال عناصر النظام للمسالك

**Table 8.10 Approximated Values of System Elements Pressure Drop**

<i>Element</i>	$\Delta P, Pa$
Air intakes	2- 25
Filters	50-100
Cooling or heating coils	30-100
Air washer	50 – 100
Grilles	25 – 50
Exhaust fan	25 – 30

## 8.8 فقد الضغط خلال المسلك 8.8 Pressure Drop Through Duct

فقد الضغط خلال المسلك المستقيم يعين بالنسبة للمسلك الدائري باستخدام خريطة فقد الضغط بالاحتكاك ( Fig 8.3 ) .

- بالنسبة للمسلك ذو المقطع المستطيل فتستخدم نفس الخريطة السابقة باستخدام القطر المكافئ  $(D_{eq} = 1.3 (a.b)^{0.625} / (a+b)^{0.25})$  أو باستخدام الأبعاد  $(a, b)$  وخريطة فقد الضغط ( Fig 8.4 ) .

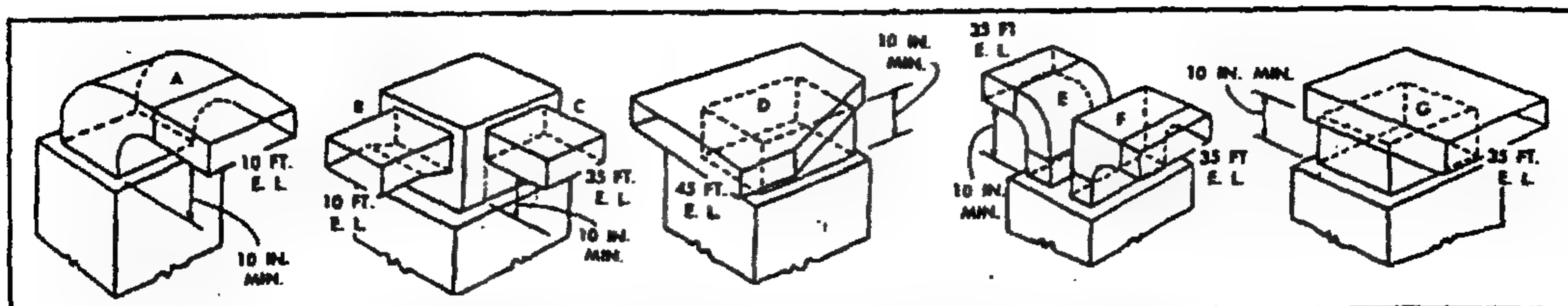
- بالنسبة للتركيبات يعين فقط الضغط في التركيبات ( بالمعادلة  $\Delta P = C(V/1.29)^2$  ) أو باستخدام الطول المكافئ  $L_{eq}$  الذى يمكن الحصول عليه تقريبا بالمترب من Fig 8.17 أو بالقدم من Figs 8.18, 8.19 (مع مراعاة تحويلها إلى المتر) ثم تضاف إلى مجموع أطوال المسالك المستقيمة وتضرب في معدل فقد الاحتكاك  $(\Delta P_f/m)$  من Figs 8.3 & 8.4 فيعطى الناتج فقد الضغط الكلى للمسالك المستقيمة والتركيبات.

## 8.9 مخطط تدرج الضغط 8.9 Pressure Gradient Diagram

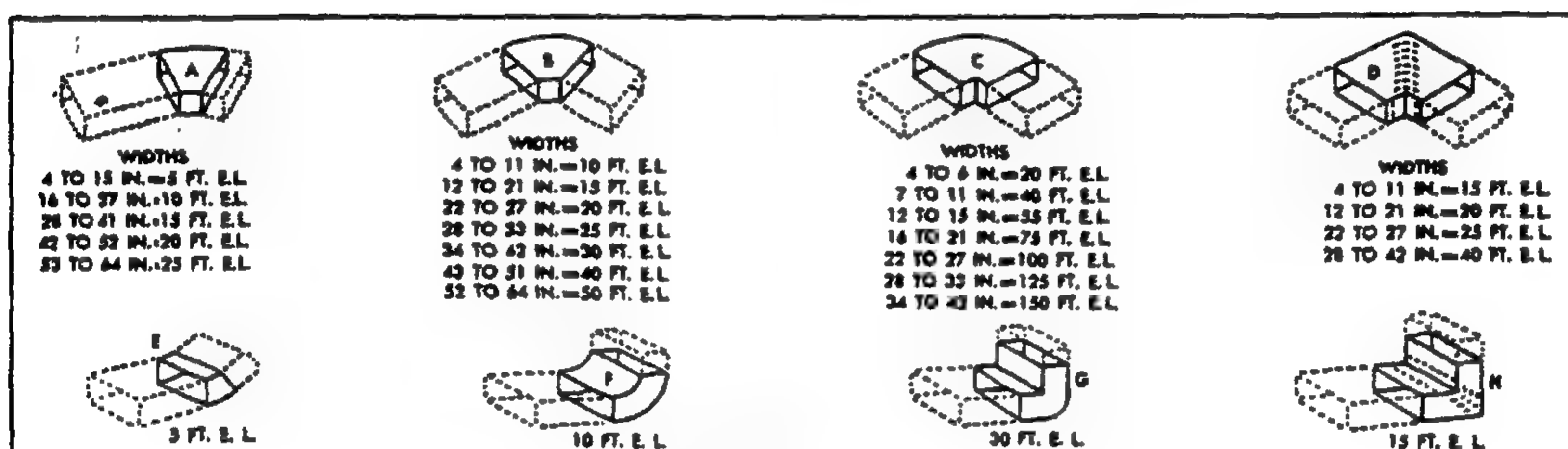
\* الضغط الكلى  $P_0$  فى أى نقطة من نظام المسالك هو مجموع الضغط الاستاتيكي  $P_s$  وضغط السرعة  $P_v$  وحيث أن الاحتكاك وانخفاض ضغط السرعة يحدثان فى اتجاه سريان الهواء فإن الضغط الكلى ينخفض تبعا لذلك ماعدا نقطة إضافة الطاقة بالمروحة وإذا تتبعنا Fig 8.20 نجد أن الضغط عند نقطة تركيب المروحة يظهر بقيمة  $(P_0 = P_s + P_v)$  أعلى من الضغط الجوى  $P_b$  أما قبل المروحة فيكون الضغط الكلى  $P_0$  أقل من الضغط الجوى .

- \* فى Fig 8.21 أضيف عنصر مدخل الهواء الخارجى فإن النظام سوف يعمل إذا أخذ فى الاعتبار أسلوبا لطرد الهواء الخارجى وإلا فإن الضغط داخل المكان يجب أن يكون عاليا بدرجة تسمح بطرد الهواء الخارجى وإلا فإن هواء التعويض الخارجى لن يتمكن من دخول المكان .
- \* فى حالة استخدام هواء الراجع Fig 8.22 فإن الضغط فى المسلك  $P_0$  يجب ان يكون أعلى من الضغط الحوى  $P_b$  . فى المجرى الصاعد Upper stream قبل خانق الهواء الراجع وأقل من

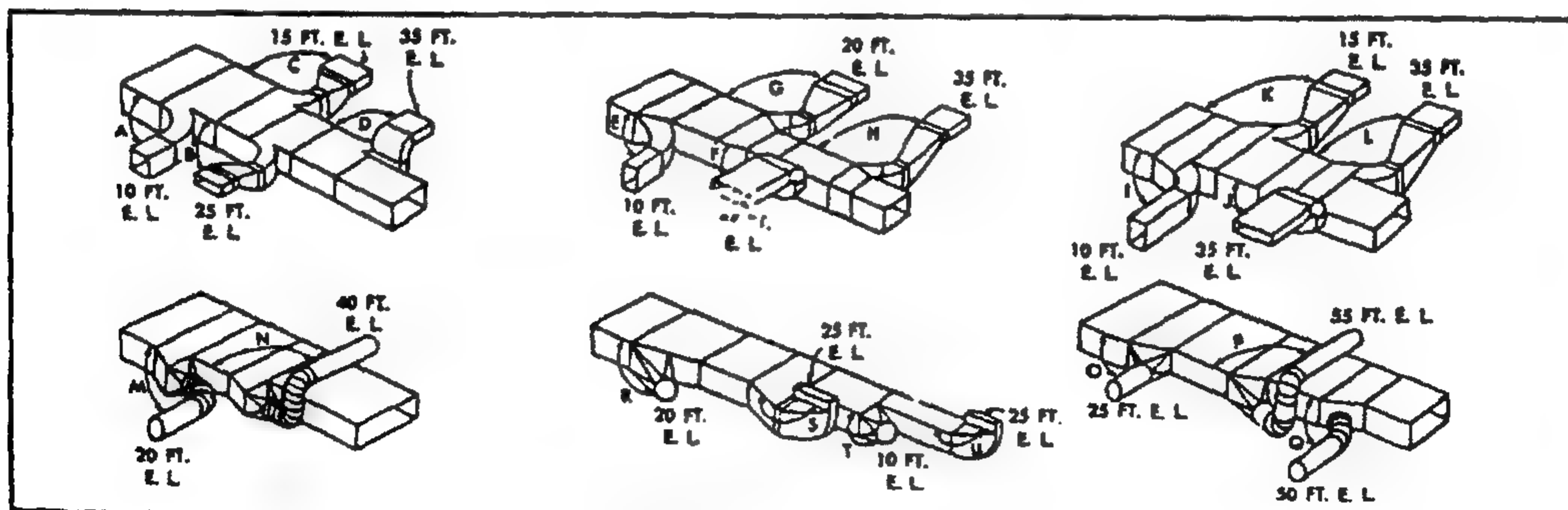




(A) WARM AIR AND RETURN AIR BONNET OR PLENUM  
EQUIVALENT LENGTHS BASED ON 8" DEPTH OF DUCT



(B) ANGLES AND ELBOWS FOR TRUNK DUCTS  
EQUIVALENT LENGTHS BASED ON 8" DEPTH OF DUCT

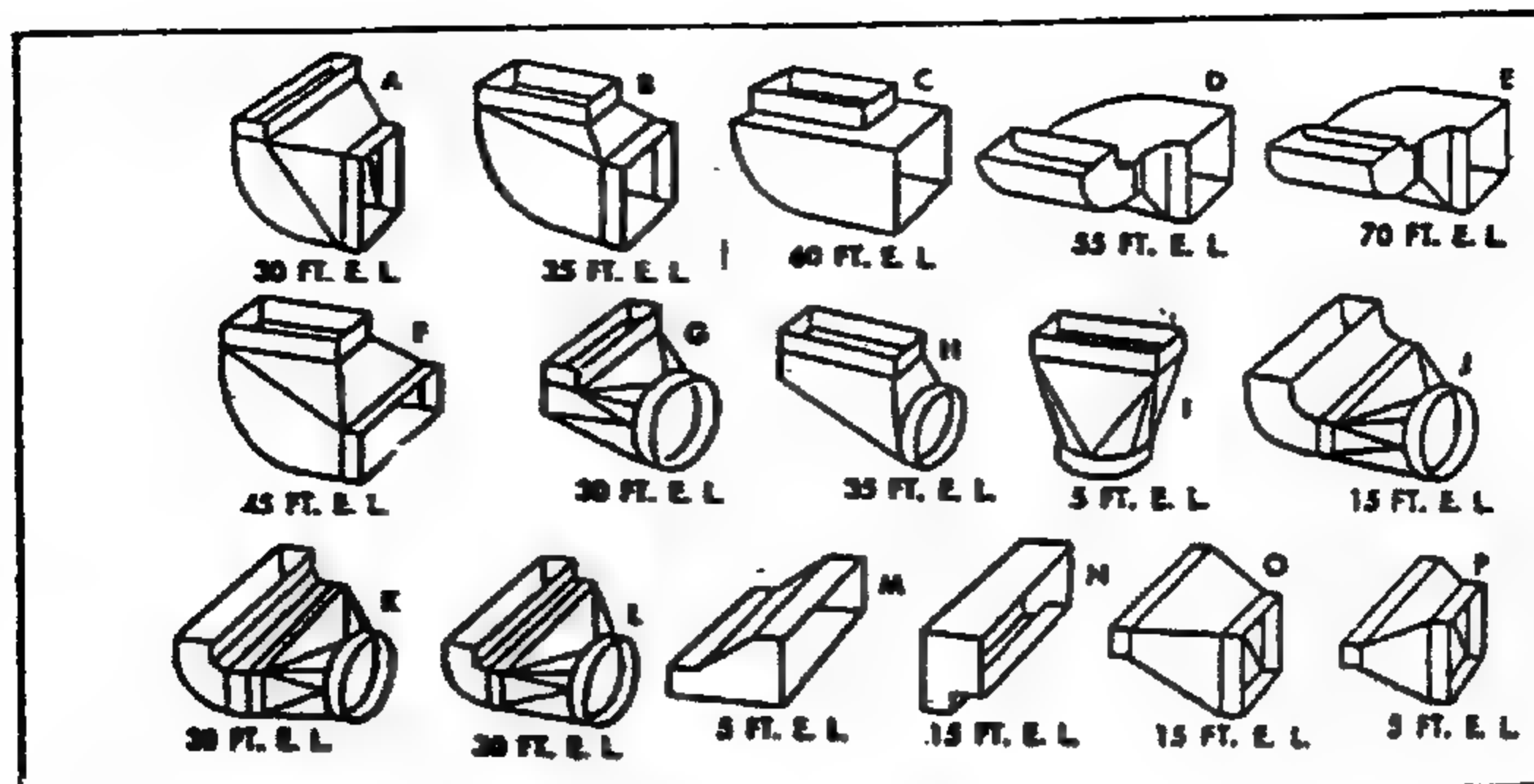


(C) TRUNK DUCT TAKEOFFS

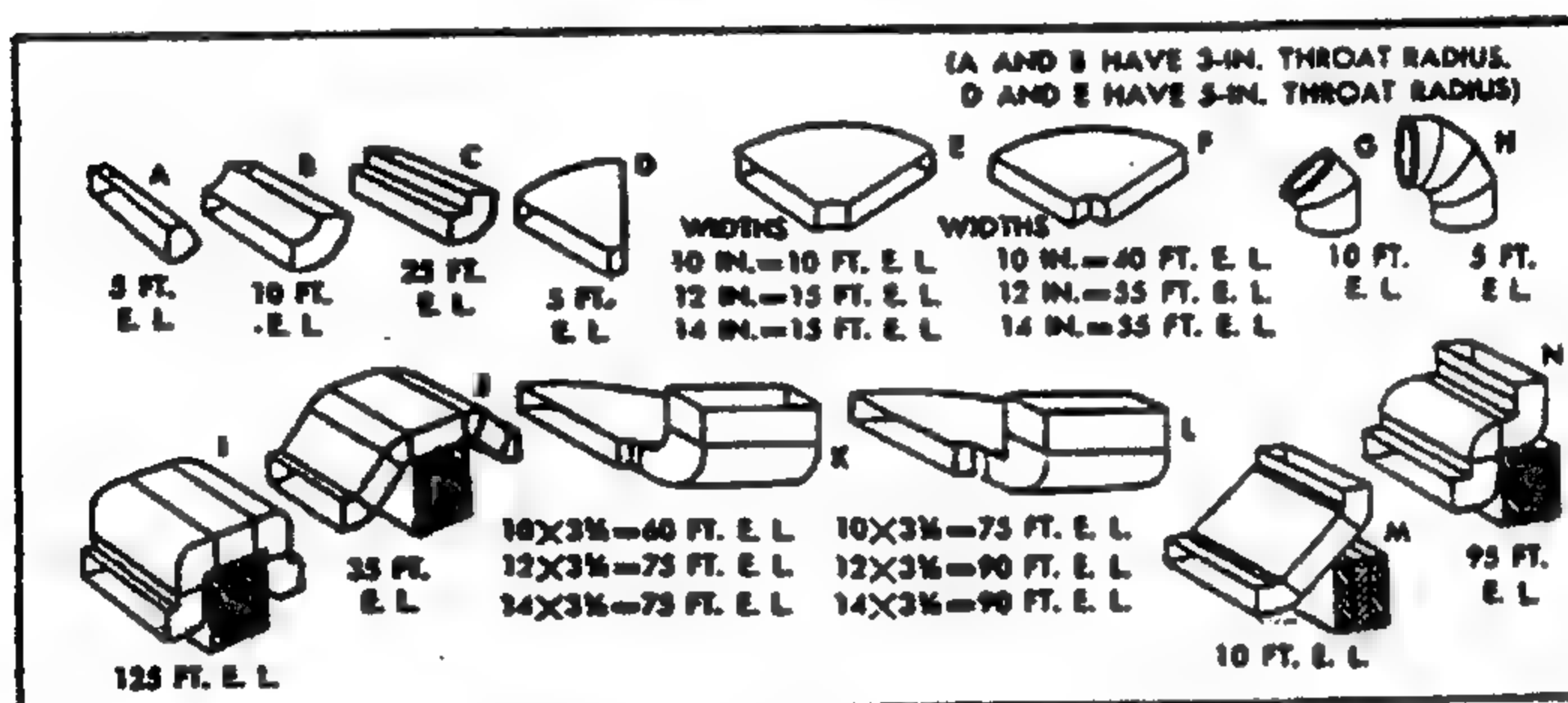
Figure 8.18 Equivalent length of various types of fittings (in feet).

$$1m = 3.281 ft$$

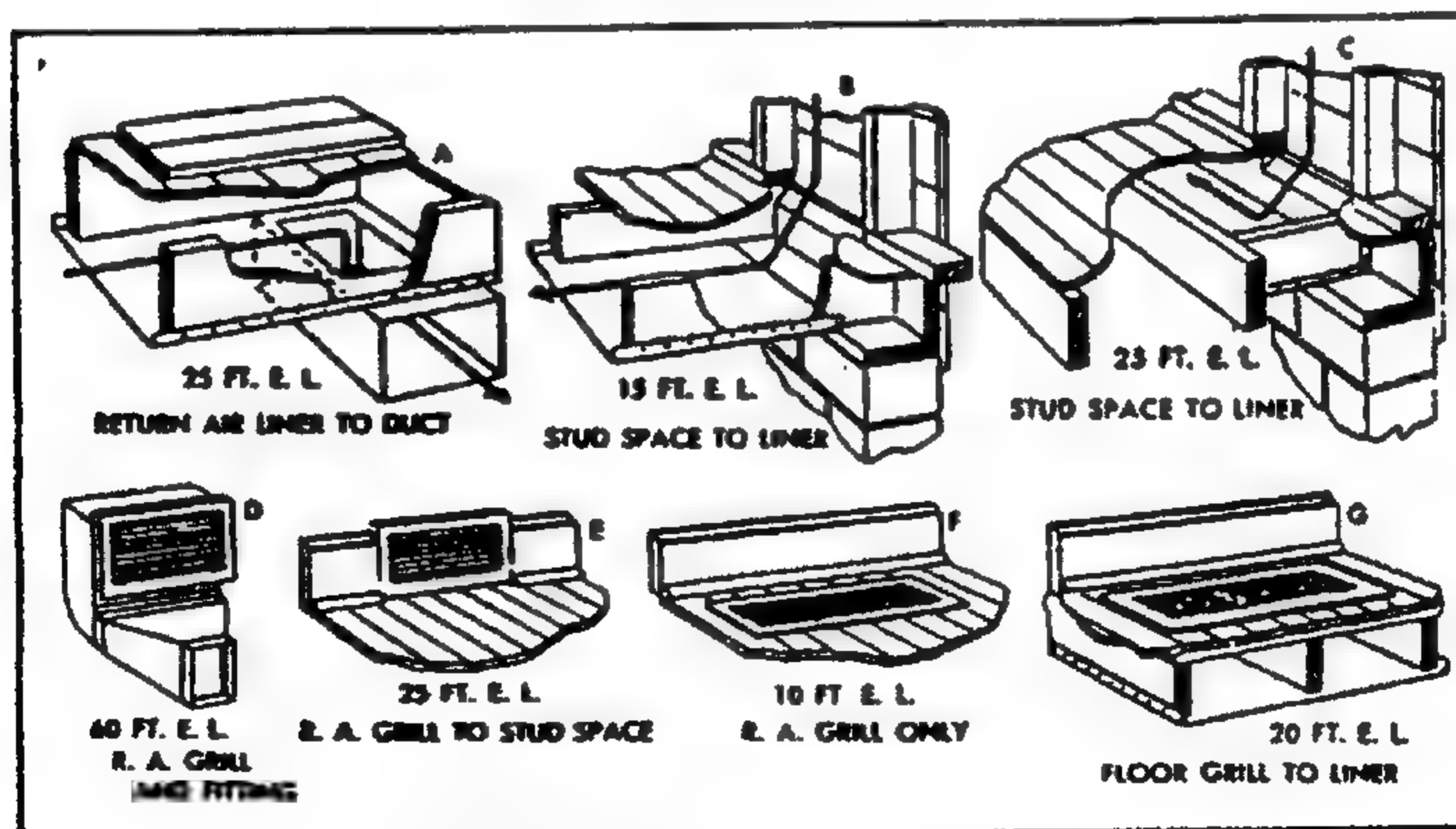




**(D) BOOT FITTINGS  
FROM BRANCH TO STACK**



**(E) STACK ANGLES, ELBOWS  
AND COMBINATIONS**



**(F) RETURN AIR COMBINATIONS**

*Figure 8.19 Equivalent length of various types of fittings (in feet).*

$$1m = 3.281 ft$$

$P_b$  في المجرى الهابط Down stream لخائق الهواء الراجع بالإضافة إلى أن ضغط الغرفة  $P_r$  يجب أن يكون أعلى من الضغط الجوي مما يجعل فتح الأبواب حتميا.

\* إذا تم استخدام مروحة أخرى للهواء الراجع Fig 8.23 هذا يجعل ضغط الغرفة  $P_r$  مقاربا للضغط الجوي  $P_o$  ففي هذه الحالة فإن الطاقة المضافة ( للمروحتان ) هي نفسها كما في الحالة السابقة ولكنها موزعة على مروحتين وتعمل مروحة الراجع Return fan على إبطال الفقد في خائق التصريف Relief air ومحقة بذلك ضغط موجب عند دخول الهواء الخارجى بدرجة تسمح بإمكانية طردة

## 8.10 منوال تصميم مسالك الهواء

### 8.10 Air Duct Design Procedure

تصميم أنظمة مسالك الهواء تتم من خلال المنوال الآتى:

1- تحديد معدل هواء التغذية والراجع لكل غرفة باستخدام معادلة الحرارة المحسوسة

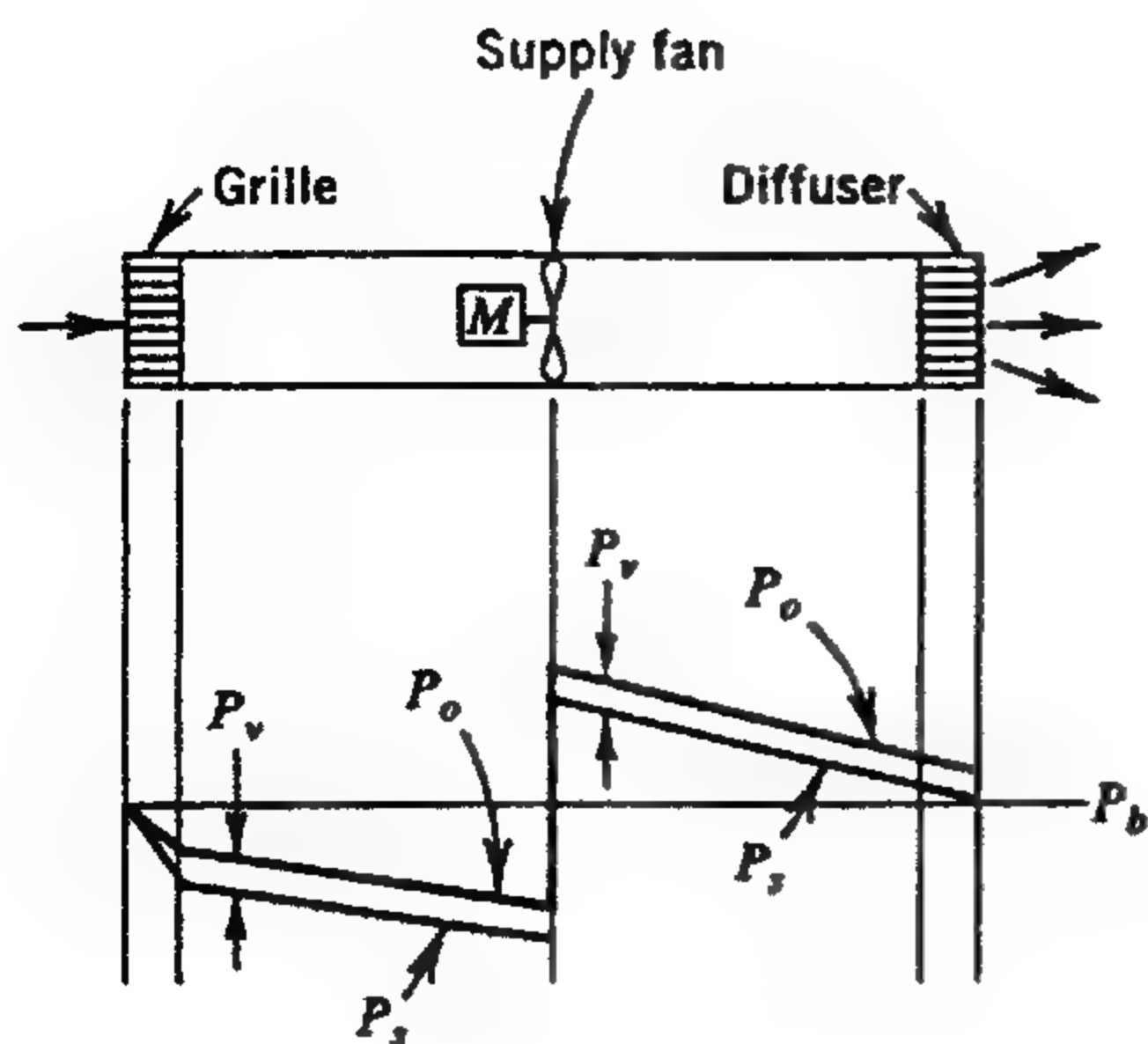
$$q_s = \rho Q C_p (t_s - t_r)$$

كمية الهواء الراجع تكون أقل قليلا من هواء التغذية حتى نضمن وجود فرق ضغط بالغرفة . هذا يضعف احتمال تكون تيارات هوائية بالغرفة .

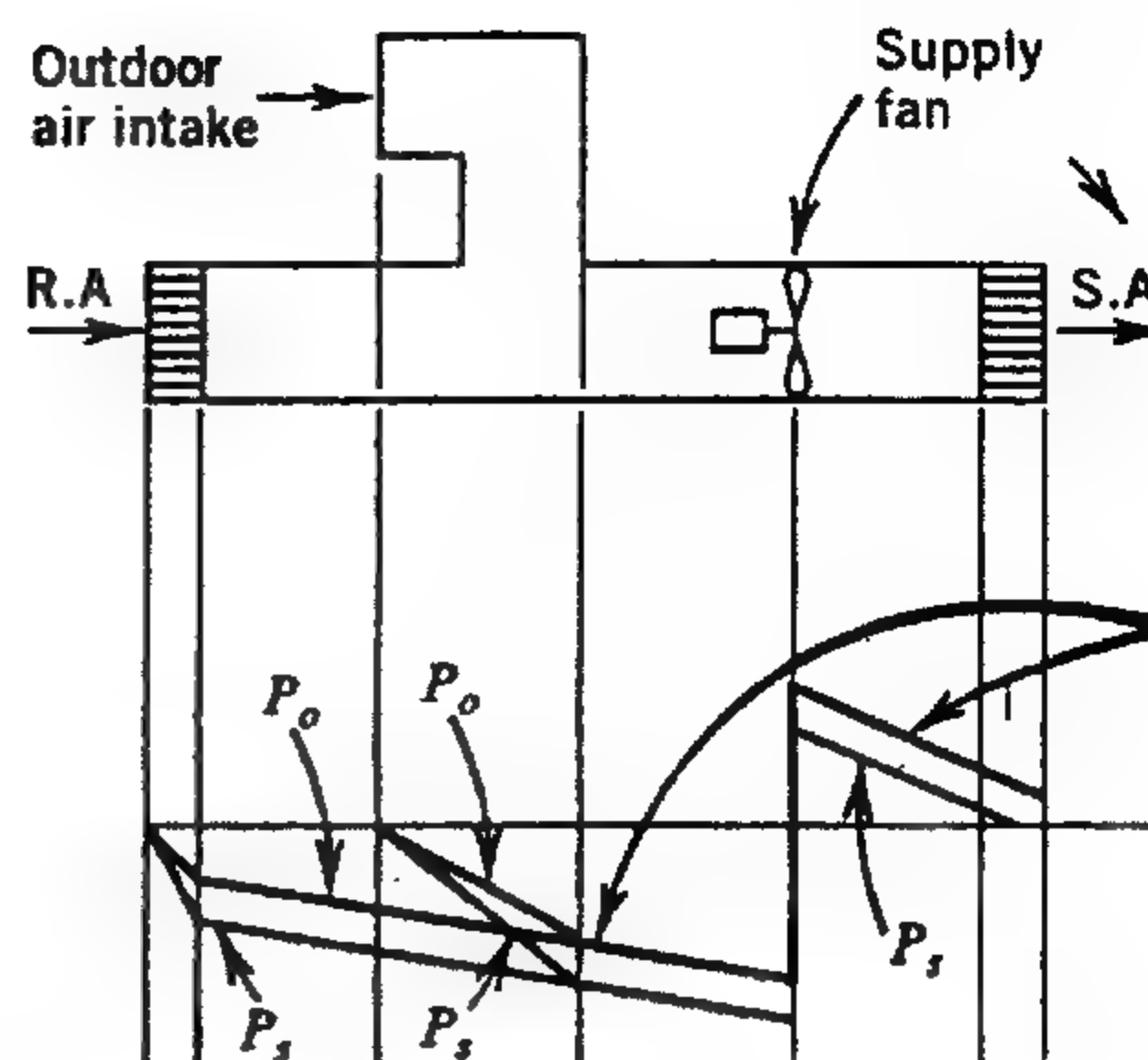
2- وضع مخطط شبيها بذلك المبين فى Fig8.1 مشتركاً يجمع كل من مسالك التغذية ومسالك الراجع على مخطط المبنى . يجب التأكد أن هذا التخطيط لا يتعارض مع الخواص المعمارية والانشائية للمبنى ولا يؤثر على باقي الخدمات ( الكهرباء ، المياه ، الصرف ، الغاز ) .

3- تحدد أماكن وضع منافذ التغذية Supply diffuser وجريلات الراجع Return grilles مع الاستعانة بكاتلوجات التصنيع ويحدد فقد الضغط لكل منها. كما يجب أن يراعى أن يكون مستوى الصوت Sound level لهذه المعدات متفقا مع المستويات المحددة لنشاط المكان .

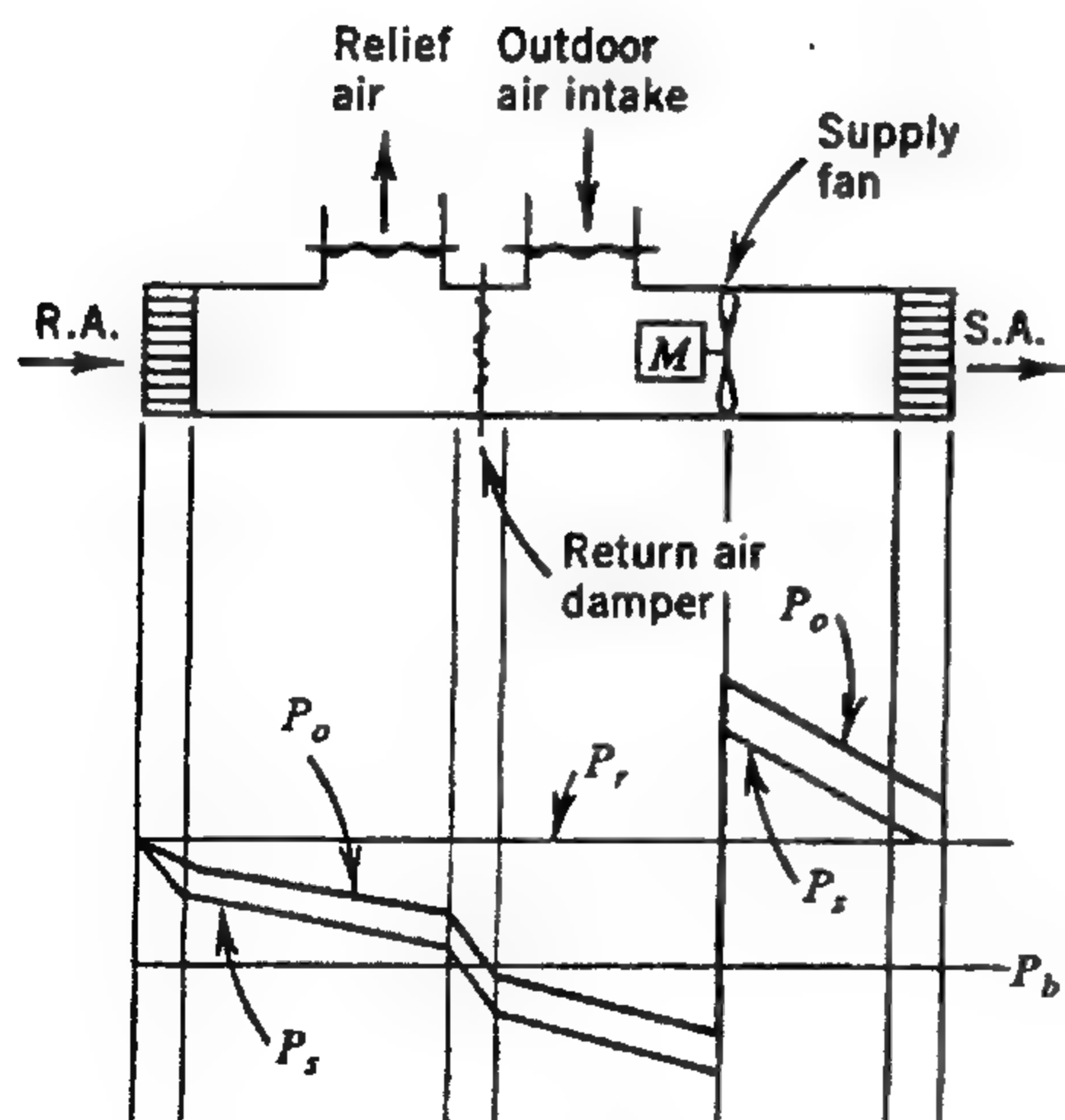
4- يتم عمل رسما مكبرا لوحدة المناولة Air handling unit مبينا عليه عناصر الوحدة مثل الفلتر وملف التبريد وملف التسخين وحدة الترطيب كما يتم بيان وصلات المروحة وفقد الضغط لكل عنصر راجع Table 8.10 .



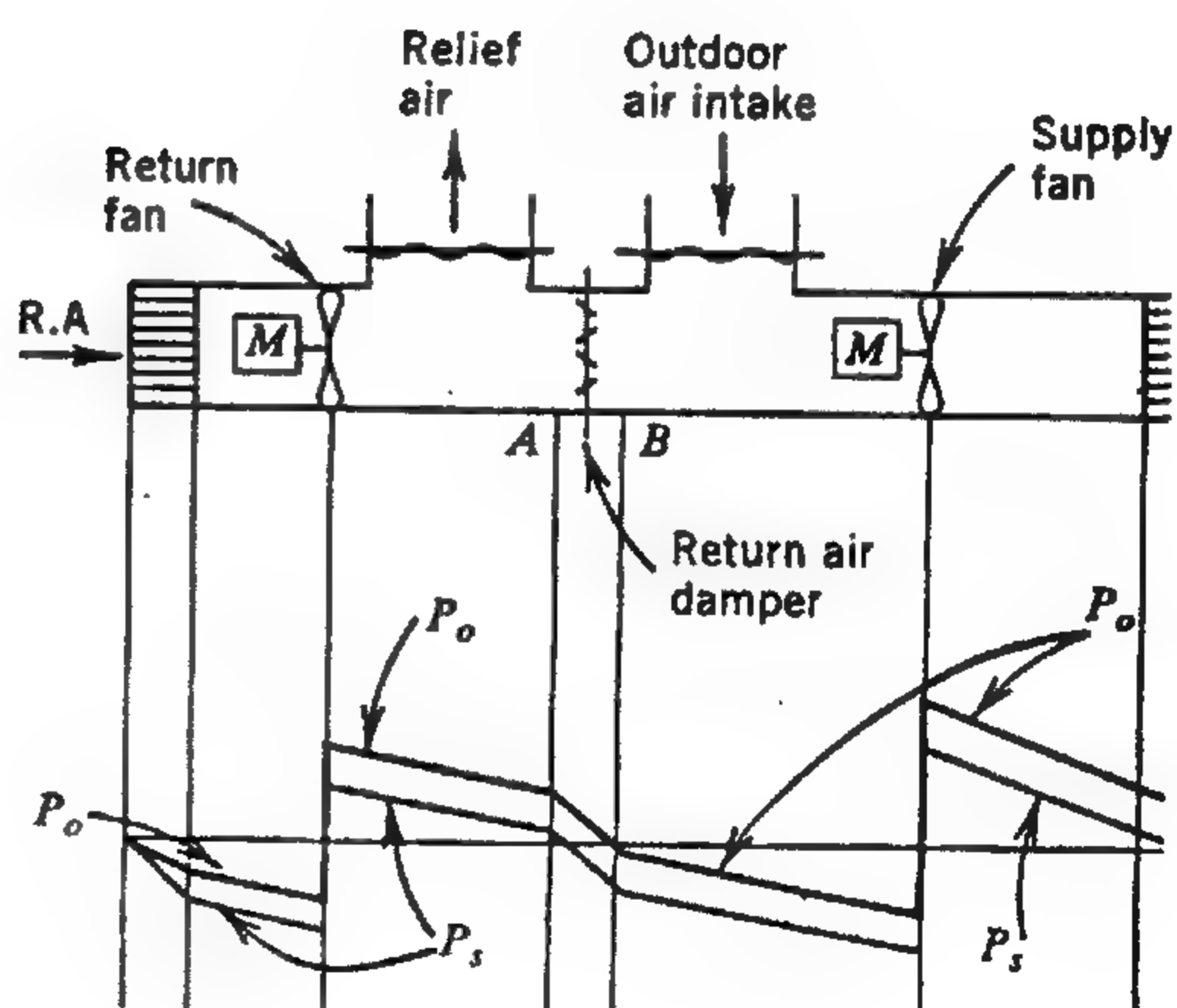
**Figure 8.20 Pressure gradient diagram  
Of a simple duct- fan system**



**Figure 8.21 Pressure gradient  
diagram of duct fan system with  
Outdoor air- in take.**



**Figure 8.22 Pressure gradient diagram  
of a duct- fan system with outdoor  
in take and exhaust (relief)**



**Figure 8.23 Pressure gradient  
diagram of two fan- duct system  
with outdoor intake and exhaust.**

- 5- يبين على الرسم التنفيذي Working drawing تغيير المقاطع للتركيبات كما يبين عليه الفلاتر الطرفية وخائق الحريق وخوائق اتران حجم الهواء .
- 6- يبين أماكن وجود خوائق تحكم ضغط الهواء .
- 7- يتم بيان أماكن مخفضات الصوت (راجع باب الضوضاء) .
- 8- يتم تحديد السرعة القصوى للهواء في كل جزء من أجزاء المسلك راجع Table 8.9 .
- 9- يتم جمع كل معدلات الهواء للغرف المختلفة لتكون معدل الهواء المار في المسلك الرئيسي.
- 10- يتم تحديد الحد الأقصى لفقد الضغط ( إذا كان ضغط المروحة معروفاً يتم خصم فقد الضغط لعناصر وحدة المناولة وكذلك النواشر والخوائق ) فيكون الجزء المتبقي هو فقد الضغط المسموح به للمسلك. ومعدل فقد الضغط لأنظمة السرعات المنخفضة هو  $1 P_f/m$  -
- 11- تأكد من وجود فراغ مناسب أعلى السقف الصناعي False ceiling لترتيب وتعليق أنظمة المسالك .
- 12- إذا كان الفراغ غير كافياً يجب زيادة سرعة الهواء مما يؤدي إلى تخفيض أبعاد المسلك ولكن سيزداد الاحتكاك و سيزيد فقد الضغط بالإضافة إلى مستوى إزعاج أعلى و سترتفع تكلفة التشغيل .
- 14- أحسب فقد ضغط السرعة لكل تركيبة ولكل مسلك مستقيم .
- 15- اضرب طول المسلك في معدل فقد الضغط لكل متر ( $P_f/m$ ) لحساب فقد ضغط الاحتكاك لكل جزء مستقيم .
- 16- أحسب فقد الضغط لعناصر وحدة المناولة (تقريباً من Table 8.10).
- 17- احسب فقد الضغط الكلي للنظام.

## 8.11 Duct Design Methods

## 8.11 طرق تصميم المسالك

### 8.11.1 Low velocity system

### 8.11.1 أنظمة السرعة المنخفضة

تستخدم لهذه الأنظمة طريقة تساوي الاحتكاك Equal Friction Method تعتمد فكرة هذه الطريقة على اختيار معدل فقد الضغط بالاحتكاك ( $\Delta P_f m$ ) لكل متر طولي واعتباره ثابتاً لكل

من المسالك الرئيسية والفرعية وكذلك في باقى التركيبات ( باعتماد طريقة الطول المكافئ  $L_{eq}$  ).  
تحدد قيمة  $(\Delta P_f / m)$  من Fig 8.3 وذلك بمعرفة معدل تصريف المروحة  $Q$ . وتحدد السرعة  
المثلى للنظام والتي لا تسبب إزعاج من Table 8.9. نقطة التقاطع تعطى قطر المسلك الرئيسي  
وبالاتجاه رأسياً لأسفل نقرأ قيمة  $(\Delta P_f / m)$  ثم يتم حساب الأطوال المكافئة للتركيبات ،  
وبضرب مجموع الأطوال المستقيمة + الأطوال المكافئة للتركيبات في معدل فقد الضغط  
 $(\Delta P_f / m)$  نحصل على فقد الضغط للمسالك .

- بالإضافة فقد الضغط خلال المخارج + عناصر وحدة المناولة نحصل على فقد الضغط الكلي  
الذي يسمح باختيار المروحة . أما إذا كانت المروحة قد تم اختيارها مسبقاً فيحدد الضغط الذي  
تولده المروحة وبطرح فقد الضغط لعناصر وحدة المناولة ( الفلتر وملفات التبريد والتسخين  
ووحدة الريش وخلافه ) بالإضافة إلى فقد الضغط من المخارج ( النواشر ) . الناتج هو فقد  
الضغط في المسالك .

- بقسمة الناتج على مجموع الأطوال للمسالك المستقيمة بالإضافة إلى الأطوال المكافئة للتركيبات  
نحصل على معدل فقد الضغط للمتر الطول  $(\Delta P_f / m)$  .

- استخدام Fig 8.3 يمكن تحديد أبعاد المسلك الدائري و Fig 8.4 لتحديد أبعاد المسلك  
المستطيل . باستخدام Table 8.2 يمكن تحديد أبعاد المسلك المستطيل المناظر .

### Example 8. 5

Find the size of each duct section for the system shown in Fig 8.24 using equal friction method. Use rectangular ducts. The system service storage buildings.

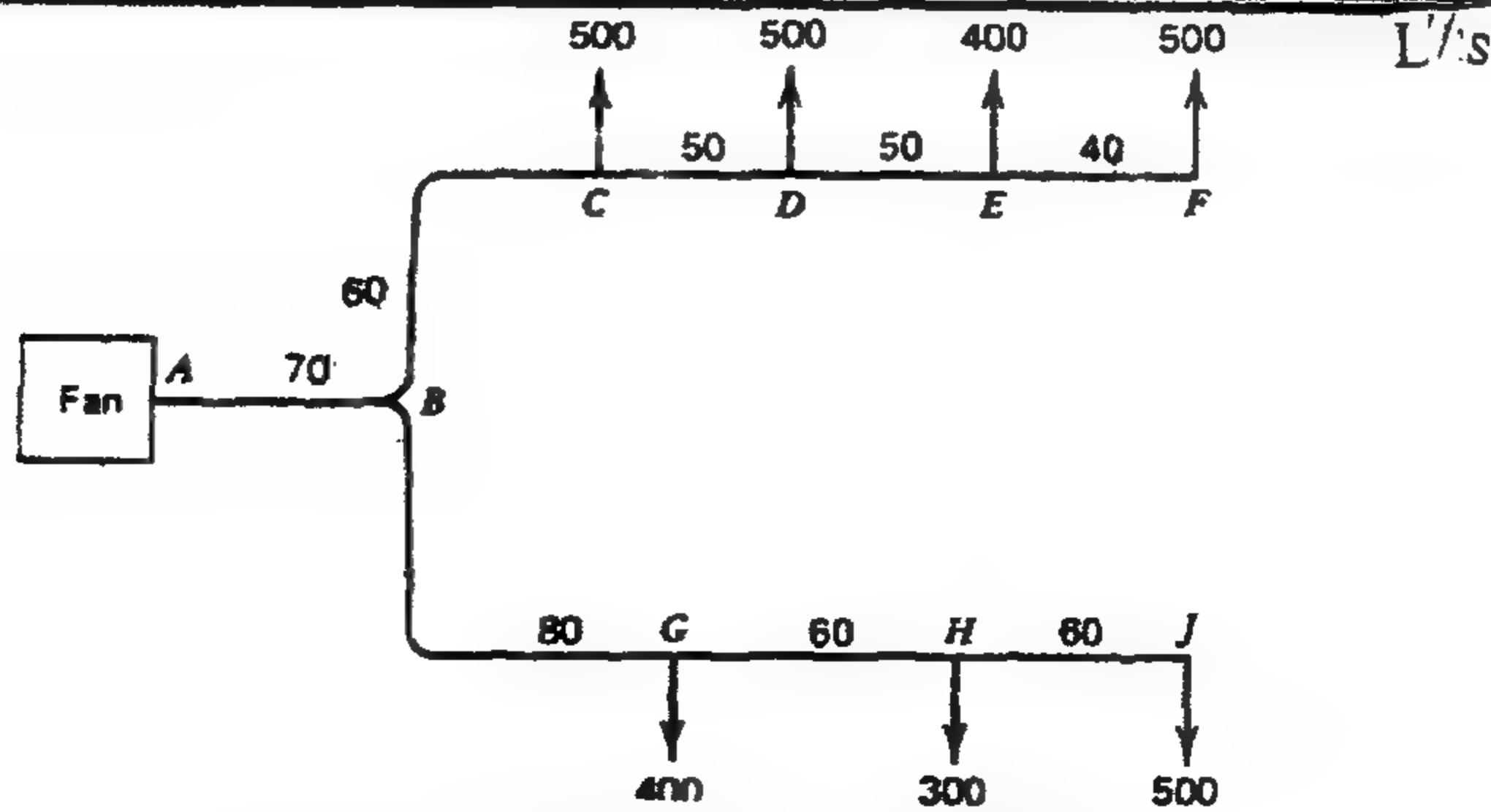


Figure 8.24 Sketch for Example 8.5



معدل تصريف المروحة  $Q = 3100 \text{ L/s}$

من Table 8.9 نجد أن سرعة الهواء في المسلك الرئيسي  $V = 10 \text{ m/s}$ . نقطة تقاطع تصريف

مقداره  $Q = 3100 \text{ L/s}$  مع سرعة هواء مقداره  $V = 10 \text{ m/s}$  نقرأ:

$$D_{AB} = 625 \text{ mm} \quad \& \quad \Delta P_f/m = 1.5 \text{ Pa}$$

من Table 8.2 نقرأ أبعاد المستطيل المناظر للقطر  $D_{AB} = 625 \text{ mm}$ :  $a \times b = 750 \times 450 \text{ mm}$

المسلك  $BC$   $Q_{BC} = 1900 \text{ L/s}$

عند مقدار تصريف  $Q_{BC} = 1900 \text{ L/s}$  نرسم خطاً أفقياً حتى يقطع الخط الرأسى  $P_f/m = 1.5$

ونقرأ عنده  $V_{BC} = 9 \text{ m/s}$  &  $D_{BC} = 525 \text{ mm}$

ومن Table 8.2 نقرأ أن  $a \times b = 700 \times 350 \text{ mm}$  المناظرة للقطر  $D_{BC} = 525 \text{ mm}$ . قيم

الأقطار لبقية أجزاء المسلك مبينة في Table 8.11

**Table 8.11. Summary of Results for Example 8.5**

Section	$Q$ L/S	Velocity m/s	Friction loss Pa/m	Round diameter mm	Rect. Duct $a \times b$ mm
AB	3100	10	1.5	625	750x450
BC	1900	9	1.5	525	700x350
CD	1400	8.3	1.5	475	550x350
DE	900	7.5	1.5	400	400x350
EF	500	6.5	1.5	320	350x250
BG	1200	8	1.5	430	450x350
GH	800	7.2	1.5	375	350x350
HG	500	6.5	1.5	320	350x250

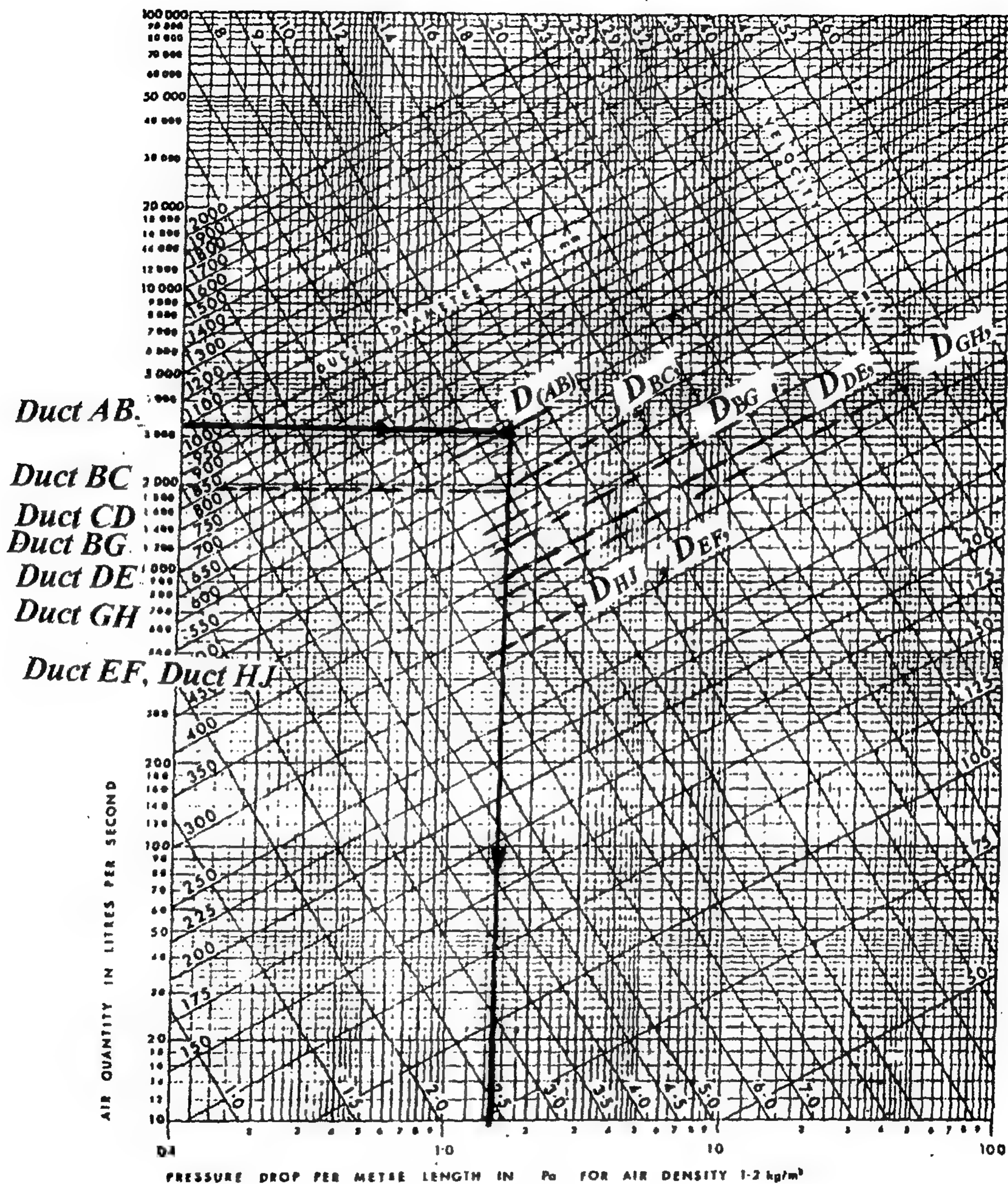


Figure 8.25 Duct sizing chart for example 8.5.

### Example 8.6

Select rectangular sizes for the simple duct system shown in Fig.8.26 using the equal friction method the fittings pressure losses should be determined by equivalent length approach. The pressure loss for each diffuser is 5 Pa. The system services an auditorium section. Determine duct pressure losses.

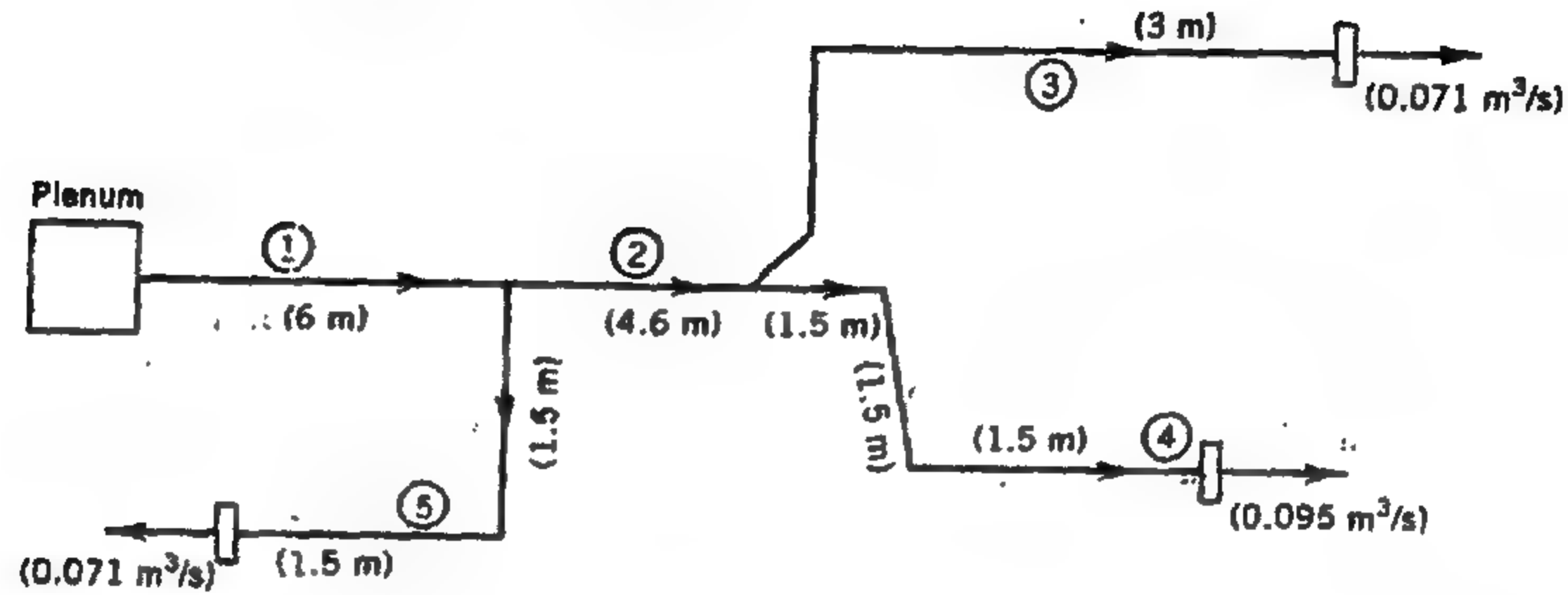


Figure 8.26 Duct layout for example 8.6

من Table 8.9 سرعة الهواء في مسلك التغذية الرئيسي = 6m/s.

تصرف المروحة  $Q = 0.071 + 0.071 + 0.095 = 0.237 \text{ m}^3/\text{s}$ .

معدل فقد الاحتكاك لكل متر هو 2Pa/mm

باستخدام Fig 8.27 نجد أن باستخدام التصريف المحسوب  $0.237 \text{ m}^3/\text{s}$  وعند السرعة 6m/s

$(\Delta P_f/m) = 2P_s$  معدل فقد الاحتكاك لكل متر هو &  $D_1 = 250 \text{ mm}$

باستخدام Table 8.2 نجد أن الأبعاد المناظرة للقطر 250mm هي  $a \times b = 400 \times 150 \text{ mm}$

لاحظ أن النسبة الباعية لا يجب أن تتجاوز 4

الجزء رقم 2

معدل التدفق في الجزء 2

$$Q_2 = 0.071 + 0.095 = 0.166 \text{ m}^3/\text{s} = 166 \text{ L/s}$$

وبالدخول في Fig 8.27 عند  $Q = 166, \text{ L/s}$  حتى يتقاطع مع  $(\Delta P_f/m) = 2.0 \text{ Pa}$  نجد

أن  $D_2 = 225 \text{ mm}$  تعادل  $300 \times 150 \text{ mm}$ .



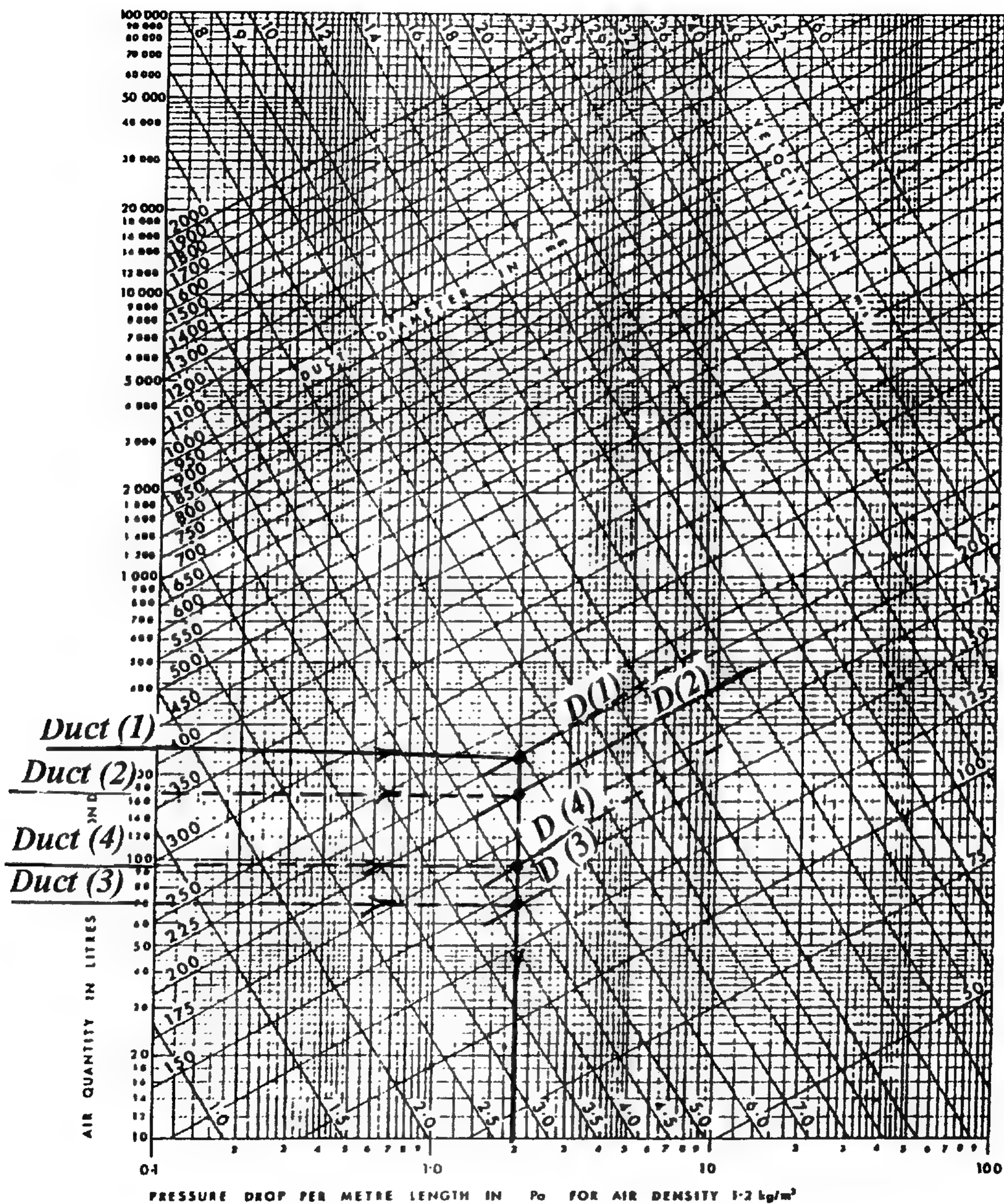


Figure 8.27 Duct sizing chart for example 8.6

لاحظ هنا أننا حافظنا بقدر الأمكان على طول الضلع  $b = 150\text{mm}$  بالنسبة للجزء 1 أو الجزء 2 وذلك لسهولة التركيب والتفيز .

**الجزء 3** نجد أن  $Q_3 = 0.071 \text{ m}^3/\text{s} = 71 \text{ L/s}$

من Fig 8.26 نجد أن  $a \times b = 150 \times 150\text{mm}$  تعادل  $D_3 = 135\text{mm}$

**الجزء 4**

$$Q_4 = 0.095 \text{ m}^3/\text{s} = 95 \text{ L/s}$$

بنفس الطريقة نجد أن  $D_4 = 162.5\text{mm}$  تعادل  $a \times b = 150 \times 150 \text{ mm}$

**الجزء 5**

أبعاده مثل الجزء 3  $a \times b = 150 \times 150\text{mm}$  ( حيث أن له نفس التصرف )

لتحديد فقد الضغط ندرس المسارات الآتية

المسار 3-2-1 و 4-2-1 و 5-1

**أولا المسار 3-2-1**

$$\Sigma L = 6 + 4.6 + 3 = 13.6 \text{ m} \quad \text{طول المسالك المستقيمة}$$

الطول المكافئ للتركيبات من Fig 8.17 توجد التركيبات الآتية

$$(1) \text{ Red: } L_{eq} = 1.52\text{m} \quad \& \quad T : ( L_{eq} = 4.56\text{m})$$

$$\text{Elb } 90: (L_{eq} = 4.56) \quad \& \quad \text{Elb} : ( L_{eq} = 3.04\text{m}) \quad \& \quad Y ( L_{eq} = 4.56\text{m})$$

$$\Sigma L_{eq} = 18.24\text{m}$$

$$\Delta P_{123} = ( \Sigma L + \Sigma L_{eq} ) \times ( \Delta P_f / \text{m} + \Delta P_{dif} ) \quad \text{فقد الضغط في المسلك } \Delta P_{123}$$

$$= ( 13.6 + 18.24 ) \times 2 + 5 = 68.68 , \text{ Pa}$$

**ثانيا المسار 4-2-1**

$$\Sigma L = 6 + 4.6 + 1.5 + 1.5 + 1.5 = 15.1\text{m} \quad \text{طول المسالك المستقيمة } \Sigma L$$

الطول المكافئ للتركيبات من Fig 8.17

$$Y: ( L_{eq} = 4.56\text{m} ) , \text{ Red } R: (L_{eq} = 1.52\text{m}) \quad \& \quad T: (L_{eq} = 4.56\text{m})$$

$$\text{Elb: } ( L_{eq} = 4.56\text{m} ) \quad \& \quad \text{Elb: } ( L_e = 4.56\text{m} )$$

$$\Sigma L_{eq} = 4.56 + 1.52 + 4.56 + 4.56 + 4.56 = 19.76\text{m}.$$



فقد الضغط في المسلك  $\Delta P_{124}$

$$\begin{aligned}\Delta P_{124} &= (\Sigma L + \Sigma L_{eq}) \times (\Delta P_f/m) + \Delta P_{dif} \\ &= (15.1 + 19.76) \times 2 + 5 = 74.72, \text{ Pa}\end{aligned}$$

### 5-1 ثالثا المسار

$$\Sigma L = 6 + 1.5 + 1.5 = 9, \text{ m}$$

طول المسالك المستقيمة

الطول المكافئ للتركيبات من Fig 8.17

$$\text{Elb: } (L_{eq} = 4.56 \text{ m}) \quad \& \quad \text{T: } (L_{eq} = 4.56 \text{ m})$$

$$\Sigma L_{eq} = 9.12 \text{ m}$$

فقد الضغط في المسلك  $\Delta P_{15}$

$$\begin{aligned}\Delta P_{15} &= (\Sigma L + \Sigma L_{eq}) \times (\Delta P_f/m) + \Delta P_{dif} \\ &= (9 + 9.12) \times 2 + 5 = 41.24 \text{ Pa}\end{aligned}$$

مما سبق يتضح أن أكبر فقد يكون على المسار 4-2-1 أي 74.72, Pa  
بالإضافة إلى ما سبق يؤخذ في الاعتبار فقد الضغط خلال عناصر وحدة المناولة وهي ملفات  
التبريد ملفات التسخين والتلتر ووحدة الرش وكذلك فقد الضغط عند مدخل ومخرج المروحة.  
وتحدد قدرة المروحة المعادلة

$$P = \frac{(\Sigma \Delta P) \times Q}{\eta_M \cdot \eta_e}$$

حيث  $\eta_M$ ،  $\eta_e$  الكفاءة الكهربائية والميكانيكية لموتور المروحة .

### 8.11.2 أنظمة السرعة العالية 8.11.2 High velocity system

في أنظمة السرعات العالية تستخدم طريقة الاستعاضة الاستاتيكية Static Regain Method  
وتعتمد هذه الطريقة على تخفيض السرعة في اتجاه سريان الهواء مما يسمح بانخفاض ضغط  
السرعة بالتالي زيادة الضغط الاستاتيكي بدرجة كافية لمقاومة فقد الاحتكاك في الجز الاخرى ونبين  
ذلك في المثال الآتي :

### Example 8.7

Determine the duct sizes for the system shown in Fig 8.28, using the static regain method. Round duct will be used. The system serves an industrial building .

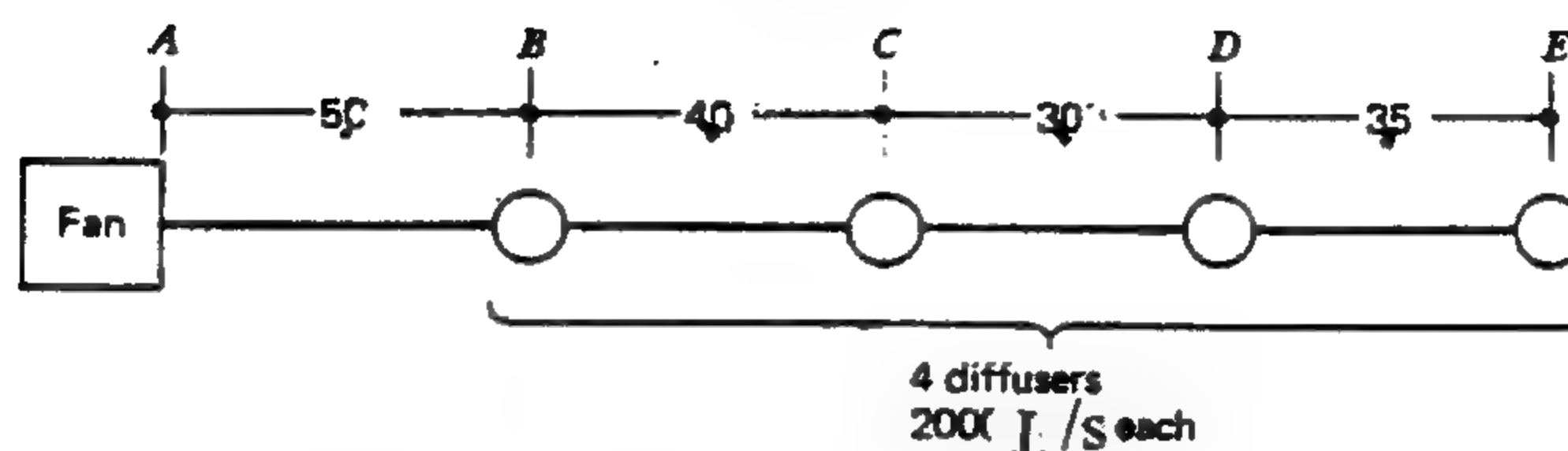


Figure 8.28 Sketch for Example 8.7

من Table 8.9 نختار السرعة في المسلك الرئيسي  $V = 15 \text{ m/s}$

مسلك  $AB$  :  $Q = 800 \text{ L/s}$  &  $V = 15 \text{ m/s}$

من Fig 8.3 بنفس الكيفية السابقة نجد أن :

$$D_{AB} = 260, \text{mm} \quad \& \quad (\Delta P_f/m) = 410 \text{ Pa}$$

فقد الضغط بالاحتكاك

$$(\Delta P)_{AB} = 5 \times 10 = 60, \text{Pa}$$

مسلك  $BC$  :  $Q = 600 \text{ L/s}$

نفرض أن السرعة هي  $V_{BC} = 13 \text{ m/s}$

من Fig 8.3 نجد أن

$$D_{BC} = 420, \text{mm} \quad \& \quad (\Delta P_f/m)_{BC} = 8, \text{ Pa}$$

$$(\Delta P)_{BC} = 8 \times 4 = 32, \text{ Pa}$$

مقدار فقد الضغط بالاحتكاك

$$(\Delta P)_{BC} = \frac{\rho}{2} (V_A^2 - V_B^2)$$

أكتساب الضغط الاستاتيكي

$$= \frac{1.2}{2} (225 - 169) = 33.6, \text{ Pa}$$

القيمة متقاربة والفرق ضئيل فيكون اختيارنا للسرعة موفقا ونعتبر أن

$$D_{BC} = 240\text{mm}, \quad \& \quad V_{BC} = 13\text{m/s}$$

**المسلك CD**

معدل التصريف في المسلك  $Q = 400, \text{ L/s}$

نفرض أن السرعة  $V_{CD} = 11\text{m/s}$

من Fig 8.3 نجد أن  $(\Delta P_f/m)_{CD} = 6.5, P_a$  &  $D_{CD} = 220, \text{mm}$

مقدار فقد ضغط الاحتكاك

$$(\Delta P)_{CD} = 3 \times 6.5 = 19.5, \text{ Pa}$$

اكتساب الضغط الاستاتيكي

$$(\Delta P)_{CD} = \frac{\rho}{2}(V_B^2 - V_C^2) = 28.8, \text{ Pa}$$

الفارق كبير والاختيار غير موفق نختار سرعة أخرى  $V_{CD} = 11.5\text{m/s}$

من Fig 8.3 نجد أن  $P_a$   $(\Delta P_f/m)_{CD} = 7.5$  &  $(D_{CD}) = 235\text{mm}$  فقط ضغط الاحتكاك

$$(\Delta P)_{CD} = 3 \times 7.5 = 22.5, \text{ Pa}$$

اكتساب الضغط الاستاتيكي

$$\begin{aligned} (\Delta P)_{CD} &= \frac{\rho}{2}(V_B^2 - V_C^2) \\ &= \frac{1.2}{2}(13^2 - 11.5^2) = 22.05, \text{ Pa} \end{aligned}$$

∴ القيمة متقاربة والاختيار موفق

**مسلك DE :  $Q = 200 \text{ L/s}$**

نختار سرعة ولتكن  $9.5 \text{ m/s}$

من Fig 8.3 نجد أن  $P_a$   $(\Delta P_f/m) = 7$  &  $(D)_{DE} = 165\text{mm}$

فقد ضغط الاحتكاك  $(\Delta P_f)_{DE} = 3.5 \times 7 = 24.5, \text{ Pa}$

اكتساب الضغط الاستاتيكي  $(\Delta P)_{DE} = \frac{\rho}{2}(V_C^2 - V_D^2)$

$$= \frac{1.2}{2}(11.5^2 - 9.5^2) = 25.2, \text{ Pa}$$

القيمة متقاربة والاختيار كان موفقا. القيم النهائية لتقدير أبعاد المسالك في Table 8.12

**Table 8.12 Summary of Results for Example 8. 7**

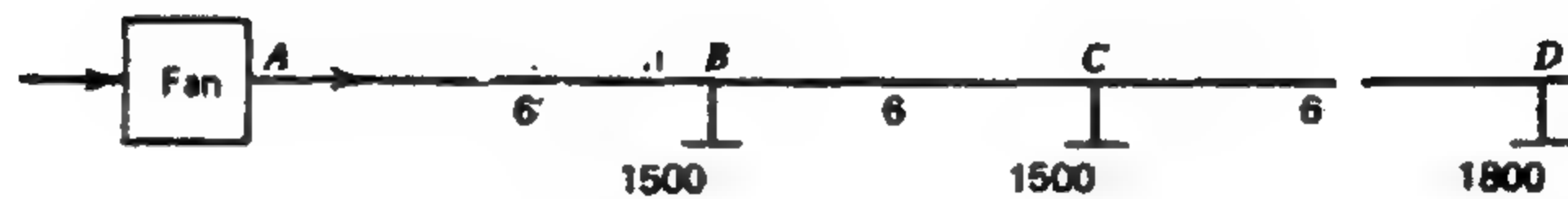
Section	Q L/s	V m/s	D mm	L m	$\Delta P_f/m$ Pa	$\Delta P_f$ Pa	Static Regain pressure, Pa
AB	800	15	260	5	10	50	
B							33.6
BC	600	13	240	4	8	32	
C							22.05
CD	400	11.5	235	3	7.5	22.5	
D							25.2
DE	200	9.5	165	3.5	7	24.5	

### Problems

- 8.1 Compute the lost pressure for 350mm 90° elbow with a volume flow rate of 0.6 m<sup>3</sup>/s of standard air .
- 8.2 Compute the lost pressure for a 400mm x 400mm 90° mitered elbow with a volume flow rate of 1.2m<sup>3</sup>/s of standard air (a) with single-thickness vanes, design 3, and (b) without vanes.
- 8.3 Compute the lost pressure for a diverging wye fitting with a 45 degree branch. The flow rate in the 30cm upstream section is 0.38m<sup>3</sup>/s, and the flow rate in the 15cm branch is 0.12m<sup>3</sup>/s. The downstream section has a diameter in 25cm.
- 8.4 Compute the lost pressure for a converging fitting. The flow rate in the 20cm upstream section is 0.24m<sup>3</sup>/s and the flow rate in the 20cm branch is 0.24m<sup>3</sup>/s. The downstream section has a diameter of 25cm Assume (a) a 45 degree wye.

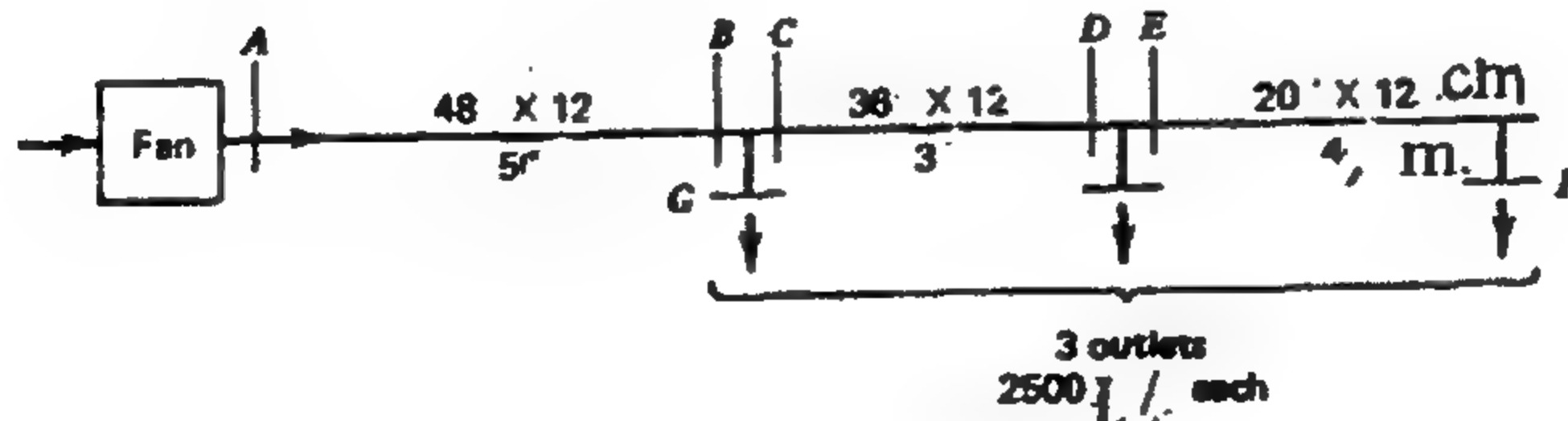
8.5 A sudden enlargement in a circular duct measures 0.2m diameter upstream and 0.4m diameter downstream. The upstream pressure is 150Pa and the downstream is 200Pa. What is the flow rate through the fitting?

8.6 Size the rectangular ducts shown in Fig 8.2.9 by both equal friction method and by static regain method. The system service residence building for which velocity of air though the main supply duct is 6m/s Neglect fittings losses.



*Figure 8.2.9 Sketch for problem 8.6*

8.7 Find the total pressure drop in the duct system shown in Fig 8.30. from the fan outlet at A to F. The pressure loss through each outlet is 5Pa. The system service a restaurant. Circular duct is considered.

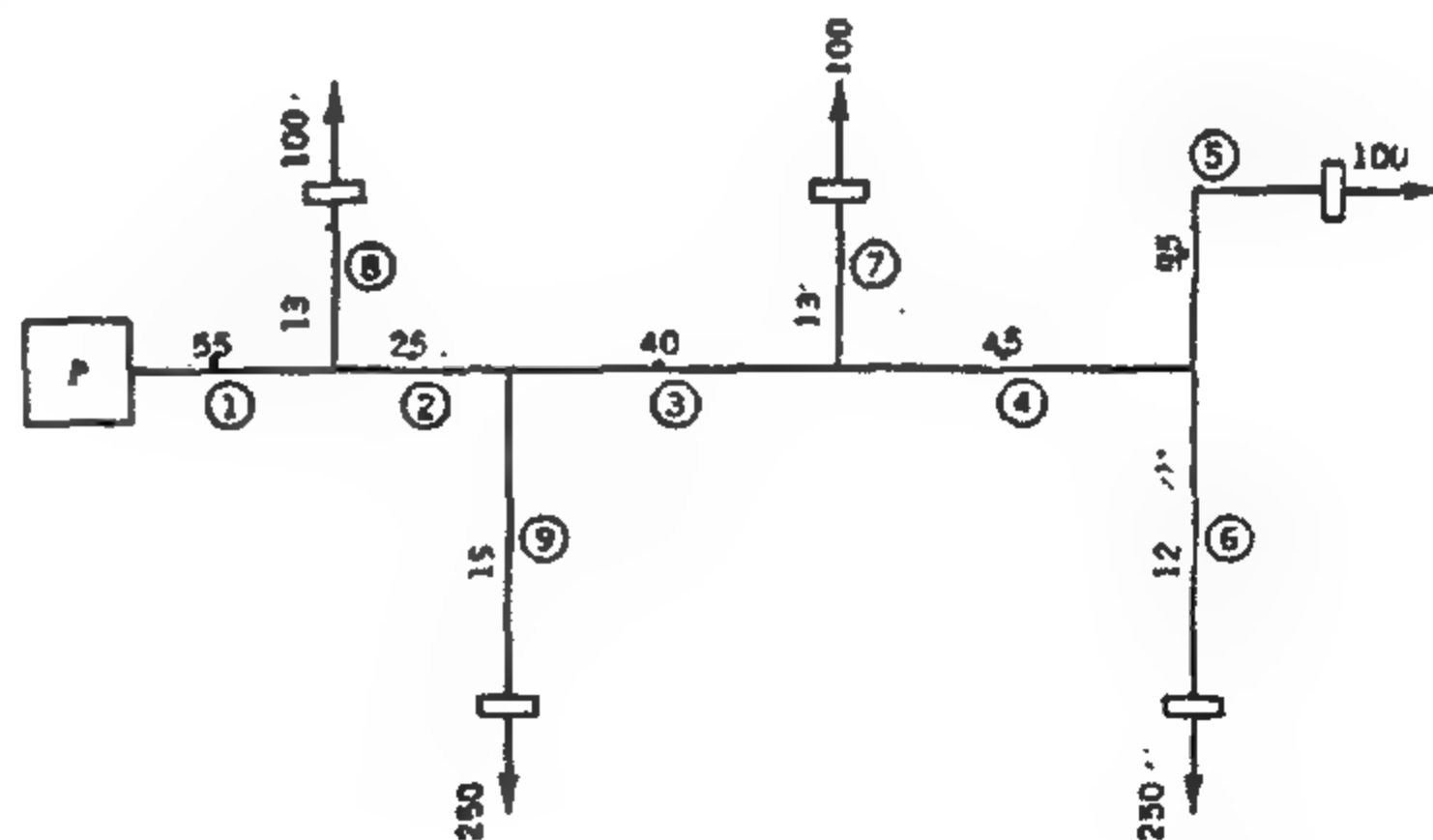


*Figure 8.30 Layout of duct system problem 8.7*



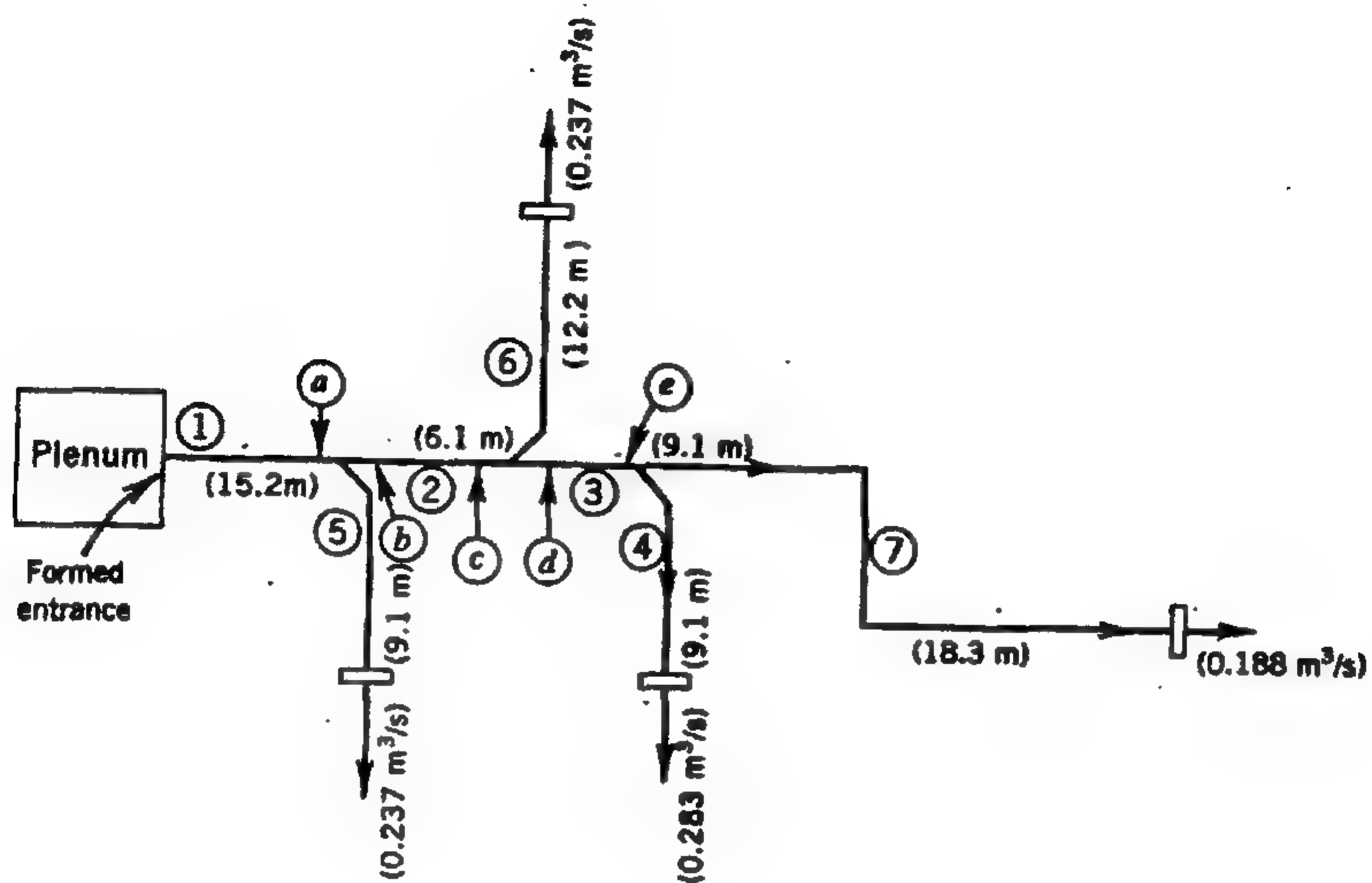
Diagram of a duct system with a fan, main duct, and branch take-offs. The main duct has segments AB, BC, CD, DE with diameters 30" x 13", 24" x 13", 17" x 13", and 13" x 13" cm respectively. Branch take-offs are at B (upward, 9" x 13", 1000 L/S), C (downward, 9" x 13", 1000 L/S), D (upward, 9" x 13", 1000 L/S), and E (upward, 13" x 13", 1000 L/S). Distances between take-offs are 9, 5, 5, and 7 feet. A "Typical branch take-off" detail is shown below.

8.9 Design the duct system of Fig 8.32 using equal friction method. The velocity in the duct attached to the plenum must not exceed 4.5m/s and the overall loss in total pressure should not exceed 80Pa. Total pressure losses for the diffusers are 10Pa. Rectangular ducts are required. The lengths shown are the total equivalent lengths of each section. ( you are not request to determine fittings losses )



221

8.10 Design the duct system shown in Fig 8.33 using equal friction method. Each outlet has a terminal box that requires a minimum of 125Pa total pressure. Other pertinent data are shown on the Figure.



*Figure 8.33. Layout of duct system for problem 8.10*

# المراوح FANS

## General

## مقدمة :

المراوح ضرورية لدفع الهواء خلال معدات معالجة الهواء والمسالك حتى الأماكن الخاضعة للتكييف - كما تستخدم أيضا لسحب الهواء الملوث أو الغازات من الأماكن المكيفة

### 9.1 Fans Classifications

### 9.1 تصنيف المراوح

تصنيف المراوح طبقا لاتجاه السريان داخل المروحة إلى :

1- مراوح الطرد المركزي Centrifugal fan .

2- المراوح المحورية Axial Fan .

أولا : مراوح الطرد المركزي *Centrifugal Fan* تتكون مروحة الطرد المركزي -

من ظرف حلزون Scroll Casing يدور داخله دفاعة Impeller مركب عليها ريش Blades والتي تنقل الطاقة إلى الهواء المراد تحريكه. ويدخل الهواء محوريا ويتحرك في اتجاه دائري إلى الريش ويطرد في اتجاه متعامد على المحور Fig 9.1.

تتقسم مراوح الطرد المركزي طبقا إلى نوع الريش Fig 9.2 إلى الأتية :

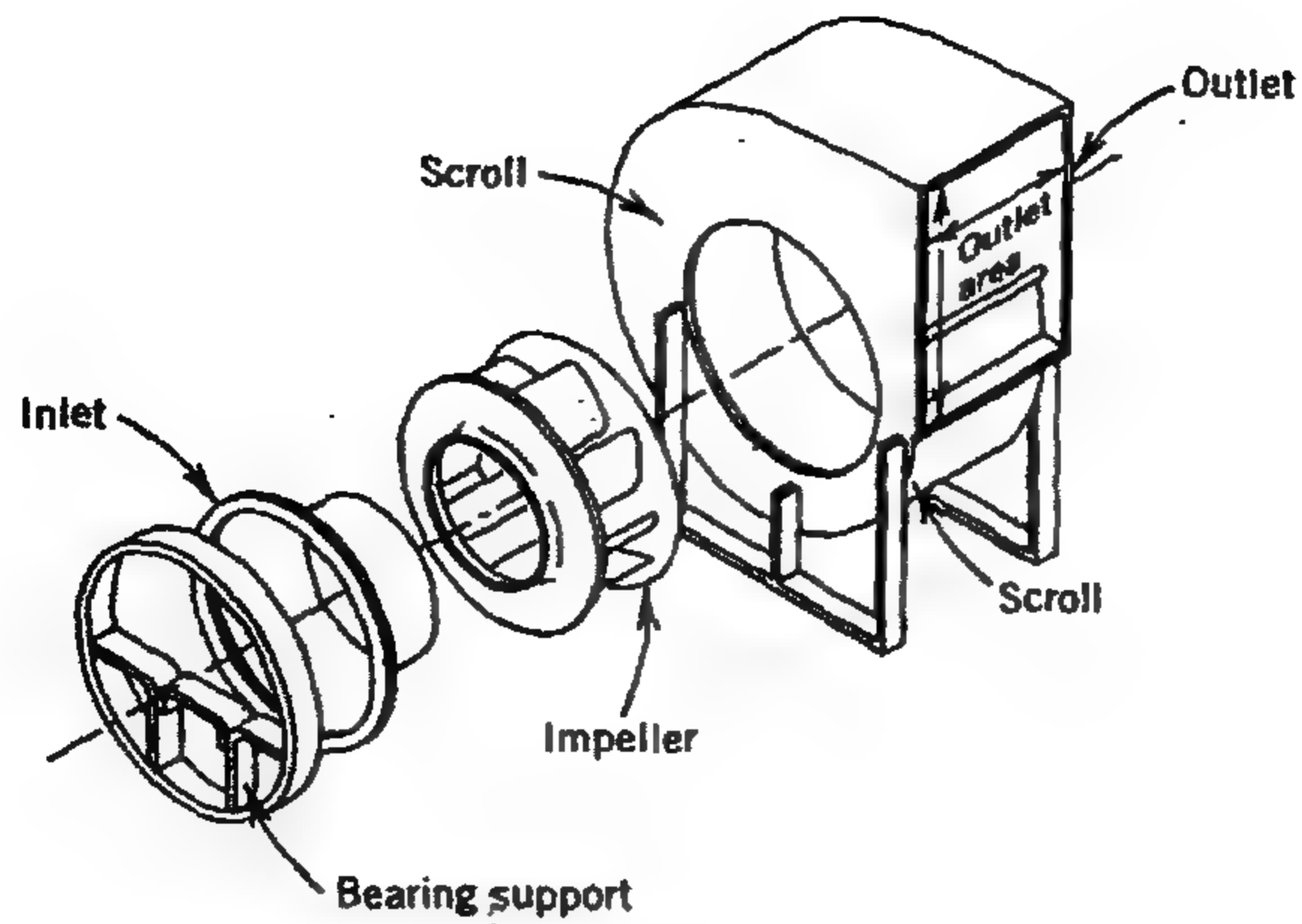
1- مراوح طرد مركزي ذات ريش في اتجاه القطر Radial blades

2- مراوح طرد مركزي ذات ريش منحنية للأمام Forward curved blades

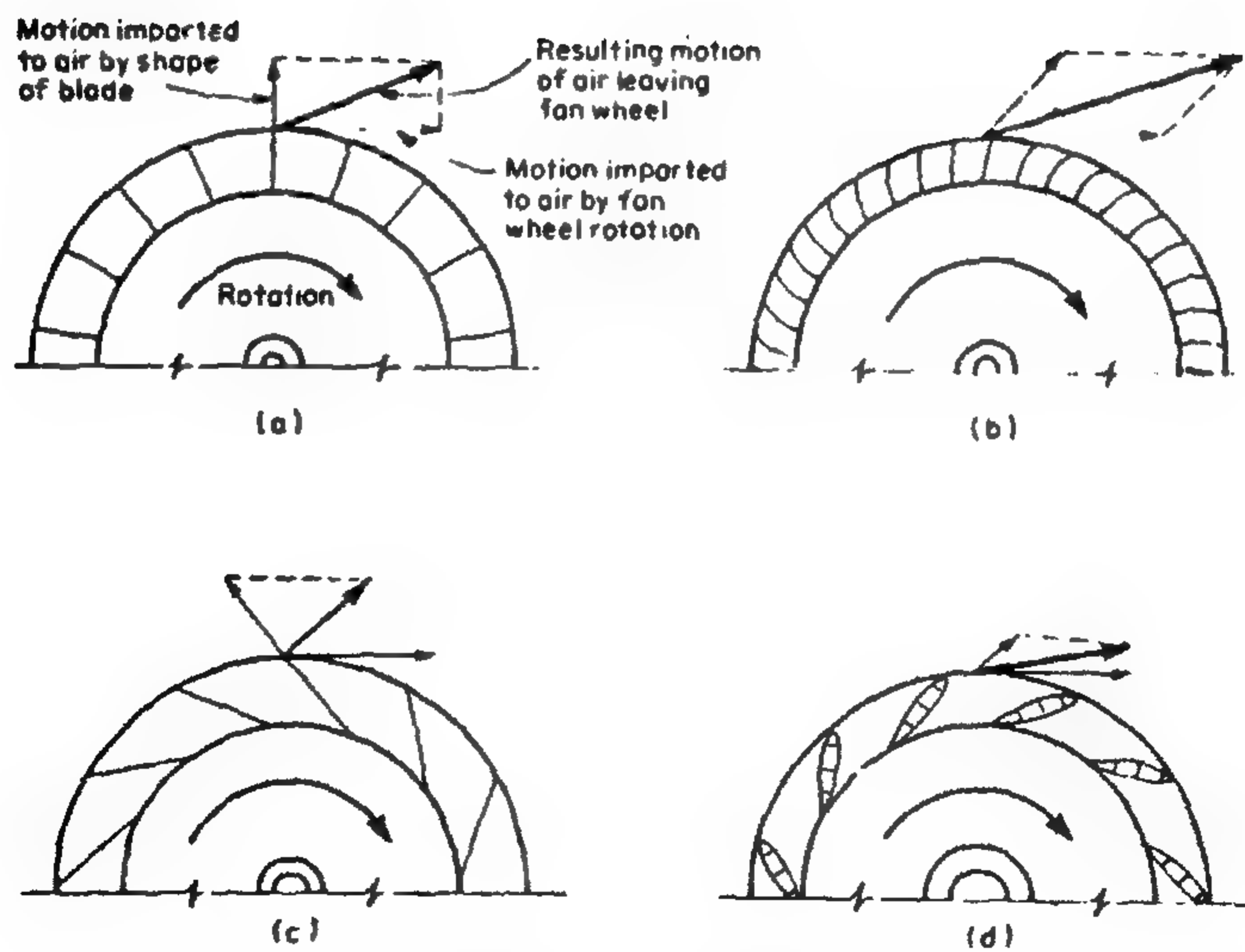
3- مراوح طرد مركزي ذات ريش منحنية للخلف Backward curved blades

4- مراوح طرد مركزي ذات ريش ايرو فولية Airfoil blades

والأخيرة عبارة عن ريش منحنية للخلف ذات سمك مضاعف لريش النوع الثالث وبمقارنة السرعة Fig 9.2 نجد أن السرعة في المراوح ذات الريش القطرية Radial blades والمنحنية



**Figure 9.1 Exploded view of centrifugal fan.**



**Figure 9.2 Types of centrifugal fan blades. a: Radial, b: Forward curved, c: Backward inclined d: Airfoil.**

للأمام Forward blades أكبر من النوعين الآخرين Backward blades ، Airfoil ولذلك فإن النوعين الآخرين يحتاجان إلى قدرة أقل وموتور أصغر وبالتالي أقل في تكاليف التشغيل وأعلى في الثمن .

مراوح الضغط المركزي قد تكون مفتوحة Open أو داخل إطار Cased. المراوح المفتوحة تستخدم للطرد فقط. وفي العادة تصنع مراوح الطرد المركزي في إطار ويكون السحب أما من مدخل واحد Single inlet أو مزدوجة المدخل Double inlet.

المراوح ذات المدخل الواحد هي الأكثر شيوعا أما المراوح ذات المدخلين فهي مفيدة عندما تكون كمية الهواء كبيرة بحيث تشغل نفس الحيز تقريبا.

**ثانيا : المراوح المحورية Axial fans** يدخل الهواء ويخرج في اتجاه المحور أبسط مثال لها هو رفاص Propeller كالمستخدم في الطائرة أو القارب إذا وضع هذا الرفاص داخل إطار دائري قصير تسمى مراوح محورية داخل أنبوب Tube axial fan هذه الأخيرة إذا زودت بريش توجيه ثابتة قبل وبعد الرفاص وذلك لكبح دوران تيار الهواء وتسمى Vane- axial fan Fig 9.3. ويلاحظ ان المراوح المحورية تستطيع أن تعطي كمية كبيرة من التدفق في مستوى مقاومة صغيرة. ولذا نجد أن المراوح المحورية الرفاص Propeller لا تستخدم مع أي مسالك. وعند الضرورة قد تستخدم مع مسالك قصيرة جدا مثل وحدات تكييف هواء صغيرة من نوع الشباك.

- أما المراوح داخل أنبوب Tube- axial فإن توزيع الهواء منها غير منتظم Uneven وهذا يجعلها غير مناسبة في مجال تكييف الهواء.

- بالنسبة للمراوح ذات ريش توجيه Vane- axial فيمكن استخدامها في التهوية خاصة في المنشآت الصناعية ولكن يصدر عنها ضوضاء كبيرة مما يحد استخدامها في تكييف الهواء وتستخدم عندما يكون الفراغ المتاح لتركيبها صغيرا مع اتخاذ اجراءات لتخفيض مستوى الضوضاء الصادر منها .



## 9.2 Fan Characteristics

## 9.2 خصائص المراوح

أداء المراوح عادة ما يمكن تمثيله في شكل منحنيات تبين علاقة كل من فرق الضغط

Pressure head ، القدرة Power معامل الكفاءة  $\eta$  كدالة من مقدار التصريف (السعة)

. Volume flow rate

- **قدرة المروحة Fan power** يعبر عنها بالقدرة اللازمة لرفع الضغط بالإضافة إلى

القدرة اللازمة لتوليد الطاقة الكينماتيكية لدفع الهواء أى

$$N_{ideal} = Q ( P_2 - P_1 ) + m \cdot V^2/2 \quad , \quad kW \quad (9.1)$$

حيث Q معدل تدفق الهواء الحجمي،  $m^3/s$

m معدل تدفق كتلة الهواء ،  $kg/s$

V سرعة الهواء الخارج من المروحة  $m/s$

- كفاءة المروحة هى عبارة عن النسبة بين القدرة النظرية ( المثالية ) إلى القدرة الفعلية

Actual Power أى أن

$$\eta = \frac{N_{ideal}}{N_{act}} \quad , \% \quad (9.2)$$

الخصائص السابقة مثل الضغط الذى تولده المروحة Pressure والقدرة Power والكفاءة

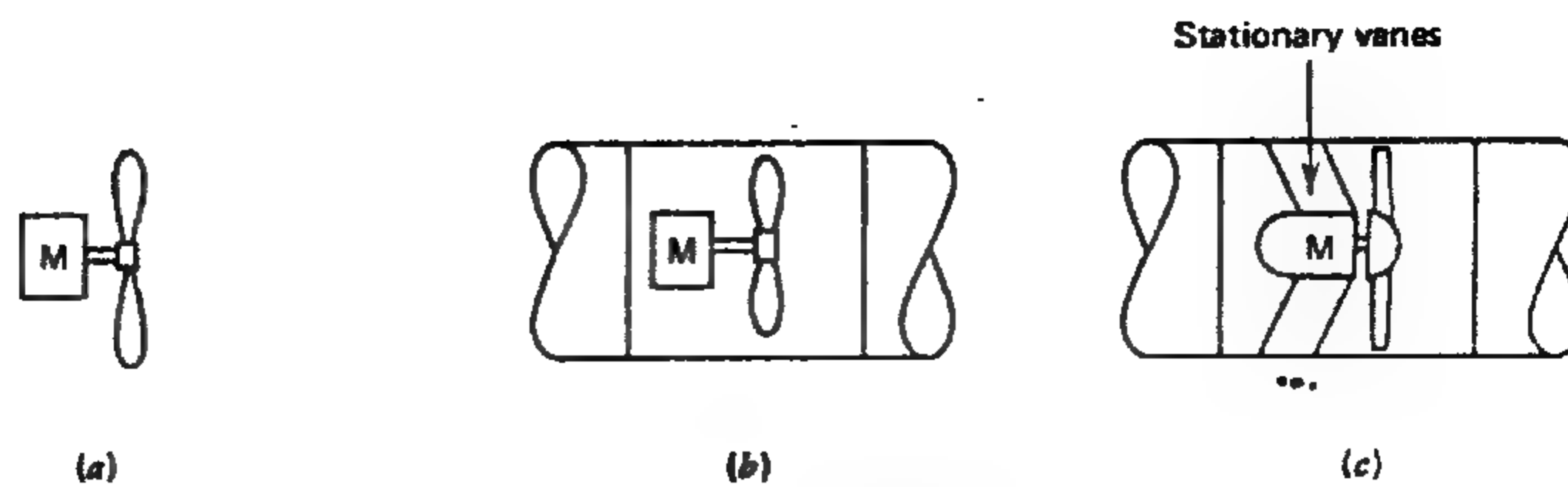
Efficiency ممثلة فى Fig 9.4 رأسياً فى شكل نسبة مئوية مع مقدار التدفق. فى هذا الشكل

المروحة ذات الريش المتجهة للأمام- والمروحة ذات الريش الأيروفولية مائلة لتلك ذات الريش

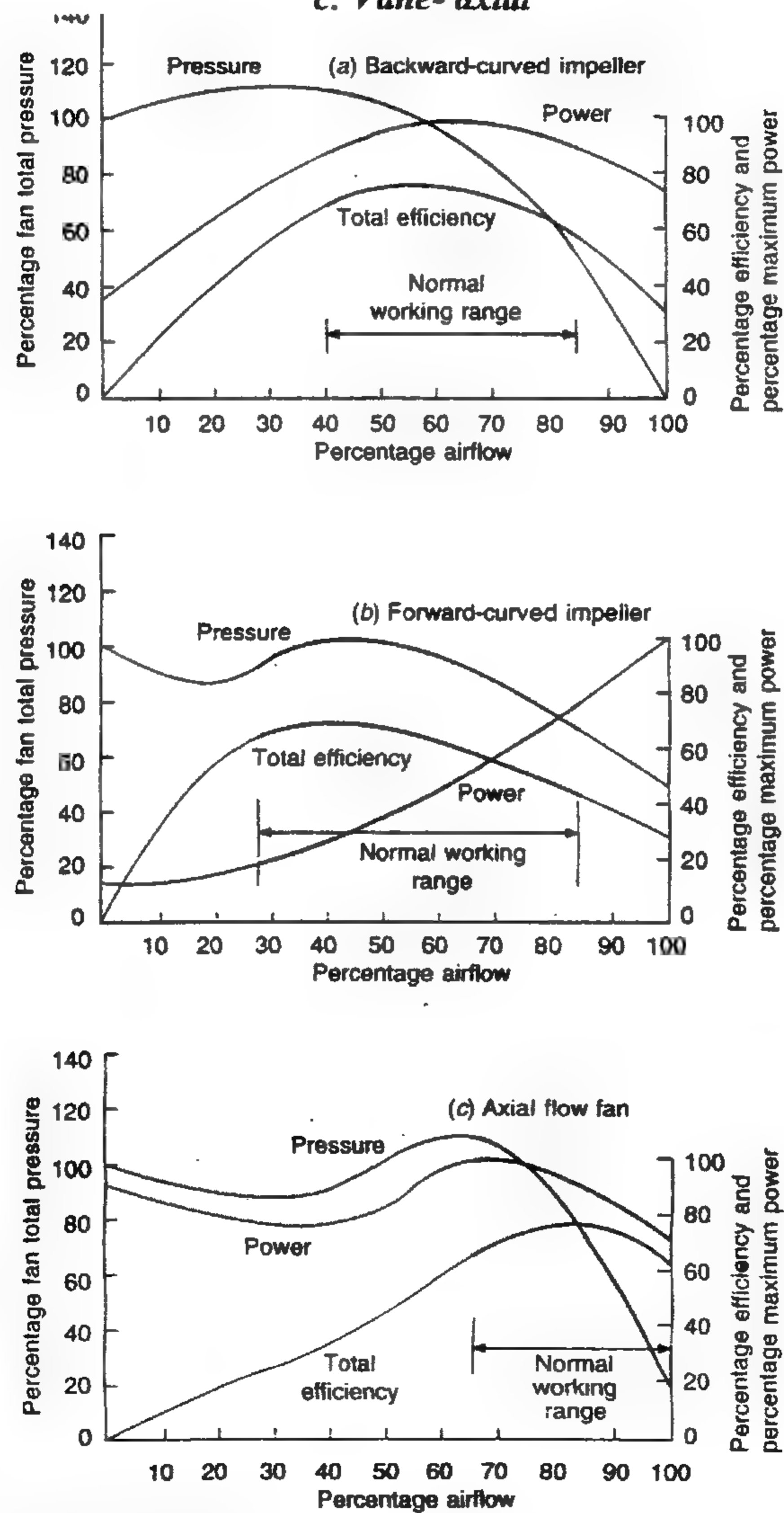
المتجهة للخلف وعلى ذلك يبين Fig 9.4 خصائص مراوح الطرد المركزي ذات الريش

المتجهة للخلف Backward (a) ومراوح الريش المتجه للأمام Forward (b) والمروحة

المحورية فى أنبوبة Tube- axial (c).



**Figure 9.3** Types of axial flow fans *a: Propeller, b: Tube- axial, c: Vane- axial*



**Figure 9.4** The characteristics performance of various types of fan.

**أولاً :** بدراسة خصائص مراوح الطرد المركزي (b) ، (a) نجد أن : عند منتصف مقدار الفتح (50%) يتبين أن :

- الضغط المتولد من كلا من المراوح Forward ، Backward يصل تقريباً إلى أقصى قيمة له عند نسبة تدفق 50% يبدأ بعدها في الانخفاض حتى يصل إلى أدناه عند 100% من الفتح أو التدفق .
- قدرة المروحة ذات الريش الأمامية Forward تزداد فجائياً عند المنتصف اما المروحة ذات الريش الخلفية فتزداد بالتدريج.
- معامل الأداء لكل النوعين يصل إلى أقصى قيمة له عند مقدار تصرف (50%) ويبدأ بعدة في الانخفاض وإن كان معامل الأداء للمراوح ذات الريش المنحنية للخلف أكبر من المراوح ذات الريش المنحنية للأمام مما يجعل تكاليف تشغيلها أقل وأفضل في الاستخدام.

**ثانياً :** بالنسبة للمراوح المحورية (c) نجد أن :

- الضغط ينخفض باستمرار مع زيادة التدفق ولذلك فهي غير مناسبة عند استعمالها عند أحمال كبيرة وللتغلب على ذلك يجب زيادة السرعة وهذا يجعل منها مصدراً مهماً للإزعاج.
- قدرة المروحة المحورية في أنبوبة Tube- axial fan تنخفض باستمرار مع زيادة معدل التدفق حتى منتصف معدل التصرف (50%) ثم تبدأ بعدها في الازدياد حتى 70% ثم تبدأ بعدها في الانخفاض.
- كفاءة المروحة في أنبوبة تبلغ أقصى قيمة لها (حوالي 80%) عند (70%) من التدفق يبدأ بعدها في الانخفاض ومع ذلك فهي أفضل وأقل تكلفة للتشغيل من كل المراوح المحورية.

## 9.4 Fan Laws

## 9.3 قوانين المراوح

خصائص المراوح عادة تعطى في الظروف القياسية الآتية :

$$t_s = 20^\circ\text{C} \quad \& \quad \rho = 1.2 \text{ kg/m}^3 \quad \& \quad P = 98919, P_a$$

وقد يلجأ بعض صناع المراوح إلى وضع خصائص هذه المراوح تأسيساً إلى ظروف قد تختلف عن الظروف القياسية المشار إليها عالياً. هذا يدفع المهندسين إلى إعادة تقدير هذه الخصائص من خلال علاقات ترابطية تبين أثر تغيير بعض هذه الخصائص مثل التدفق ( $Q, m^3/s$ ) – سرعة دوران المروحة ( $\omega, r/s$ ) وكثافة الهواء ( $\rho, kg/m^3$ ) ، الضغط ( $P, Pa$ ) ( القدرة  $N, W$  ) على بقية العوامل . هذه العلاقات تسمى بقوانين المروحة . وهي :

### القانون الأول Law 1

مدخلات القانون :  $\omega = \text{varia}$  &  $\rho = \text{const}$

مخرجات القانون :

بالنسبة لمعدل السريان  $Q_1 / Q_2 = \omega_1 / \omega_2$

بالنسبة للضغط ( الكلى أو الاستاتيكي )  $P_1 / P_2 = (\omega_1 / \omega_2)^2$

بالنسبة للقدرة  $N_1 / N_2 = (\omega_1 / \omega_2)^3$

### القانون الثانى Law 2

معطيات القانون :  $\rho = \text{varia}$  &  $Q = \text{const}$

مخرجات القانون :

$P_1 / P_2 = \rho_1 / \rho_2$

$N_1 / N_2 = \rho_1 / \rho_2$

### القانون الثالث Low 3

مدخلات القانون :  $\rho = \text{Varia}$  &  $P = \text{const}$

مخرجات القانون

$Q_1 / Q_2 = (\rho_2 / \rho_1)^{0.5}$

$\omega_1 / \omega_2 = (\rho_2 / \rho_1)^{0.5}$

$N_1 / N_2 = (\rho_2 / \rho_1)^{0.5}$

### Example 9.1

A centrifugal fan creates pressure of 375, Pa at rotative velocity of 900 rpm and Q of 2.4 ,m<sup>3</sup>/s. Estimate the capacity, total pressure, and power requirement when the speed is increased to 1050, rpm. The initial power is 1.5,kW.

باستخدام القانون الأول للمراوح

$$Q_1 / Q_2 = \omega_1 / \omega_2$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= Q_1 \times \omega_2 / \omega_1 \\ &= 2.4 \times 1050 / 900 = 2.8 \text{ , m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$P_1 / P_2 = (\omega_1 / \omega_2)^2$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 = 375 \times (1050 / 900)^2 = 515, P_a$$

$$N_1 / N_2 = (\omega_1 / \omega_2)^3$$

$$N_2 = N_1 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^3 = 1.5 \times (1050 / 900)^3 = 2.4, kW$$

### 9.4 اتزان خصائص نظام المسالك والمروحة

#### 9.4, Balance of Fan - Duct System

إذا تم تمثيل خاصية نظام المسالك في شكل  $[P_{sys} = f(Q)]$  وخاصية المروحة  $[P_f = f(Q)]$  كما هو مبين في Fig 9.5. فإن نقطة التقاطع تعطي ظروف عمل منظومة المسالك والمروحة معا.

إن فائدة تحديد نقطة العمل Operating point ليس فقط من أجل تحليل خصائص منحنيات المروحة والنظام بل لها أيضا فوائد عديدة منها :



1- اختبار نقطة العمل Operating point .

2- تحليل التغيرات التى تحدث للنظام والصعوبات الناتجة وقد نلاحظ أن المقاومة الفعلية للنظام تختلف عما هو مصمم من أجله وقد يكون لذلك عدة اسباب منها.

- خطأ فى حساب فقد الضغط .
- الاخذ فى الاعتبار مقاومة إضافية كبيرة كعامل أمان .
- أن يكون تنفيذ نظام المسالك مغاير لما هو مخطط له.
- احتواء الفلاتر على غبار وجسيمات أكبر مما هو مسموح لها .
- أن يقوم أحد شاغلي المكان بإعادة ضبط خوانق الهواء دون دراية.
- حدوث أحد أو مجموعة من الأسباب السابقة يؤدي إلى انحراف النظام عما هو مخطط له .

### Example 9.2

The total pressure drop in the system for a flow of 3 m<sup>3</sup>/s is 522 Pa. It is required to plot the pressure volume characteristics of the system. If the fan used has a pressure volume characteristics given by the following information obtained from test, when running at 19,1 rpm as :

Q (m <sup>3</sup> /s)	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5
P (Pa)	542	520	488	443	338

Determine the quantity of air handled.

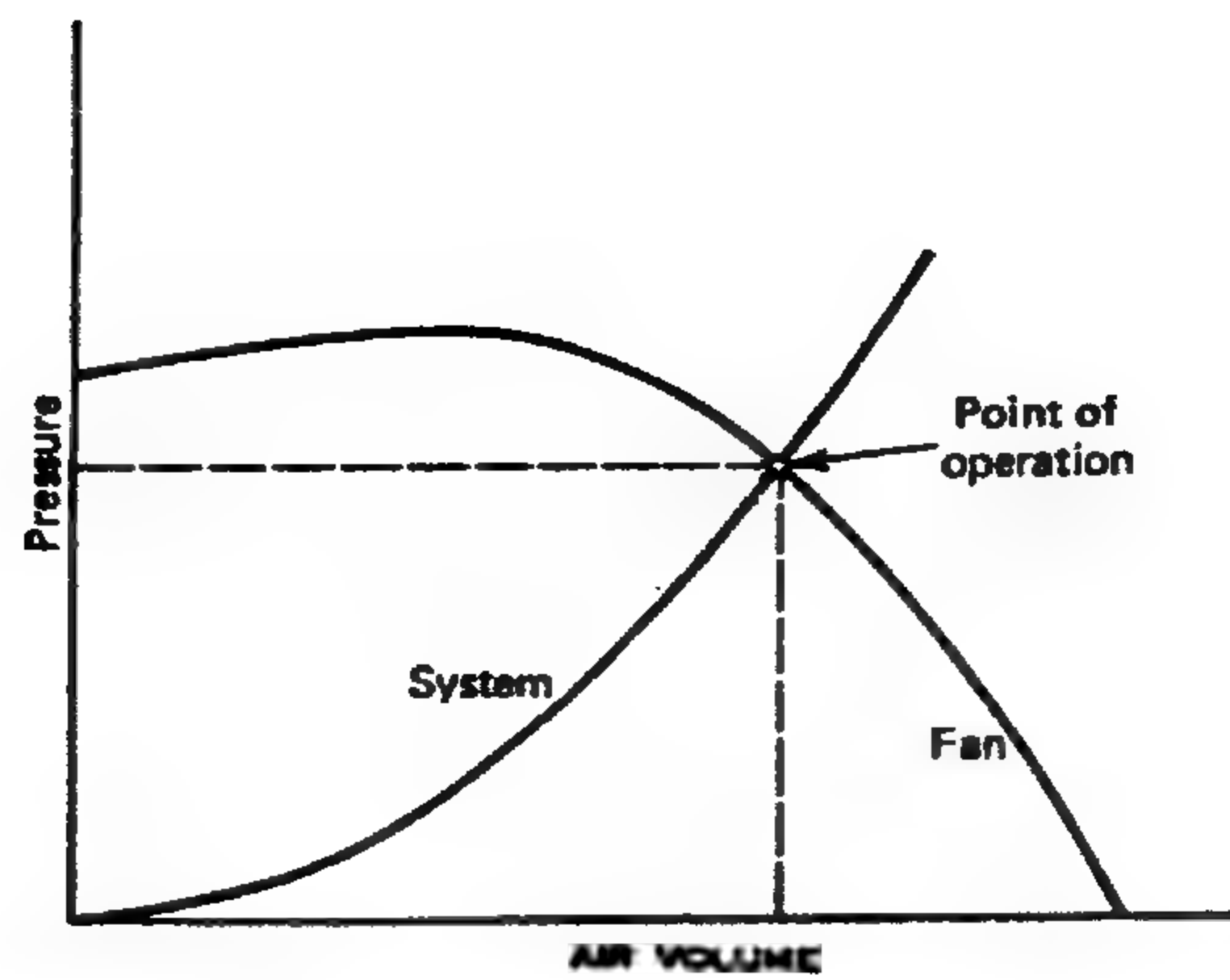
باستخدام القانون الأول

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{Q_2}{Q_1} \right)^2$$

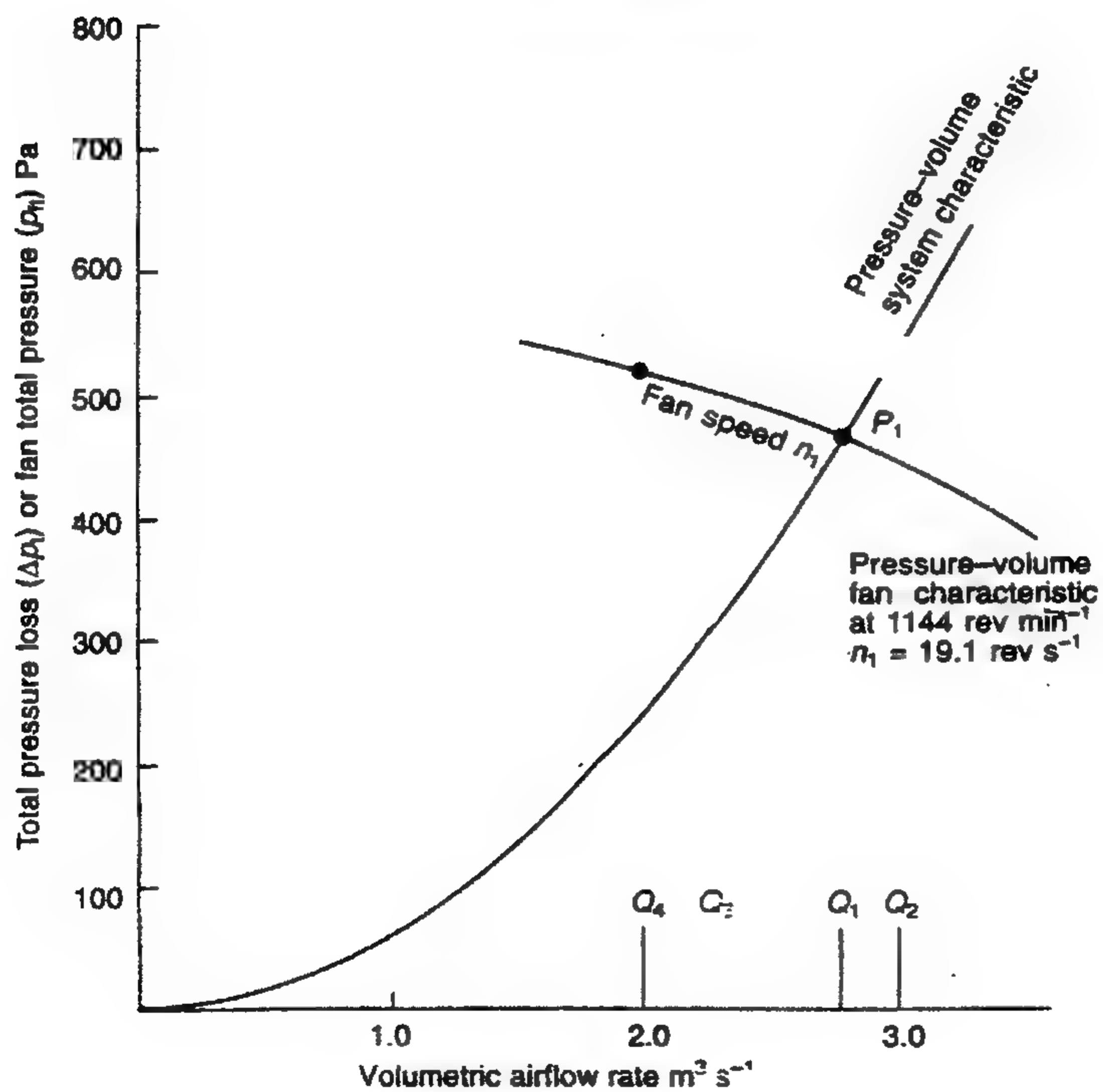
$$\therefore P_2 = 552 \left( \frac{Q_2}{3} \right)^2$$

بأعطاء قيم مختلفة لـ  $Q_2$  نحصل على قيم الضغط المناظرة لـ  $P_2$  كما يلي:

$Q_2$ ( m <sup>3</sup> /s)	0.5	1	1.5	2	3	3.25
$P_2$ ( Pa)	15.3	61.3	138	245	553	647



**Figure 9.5 Fan and system curves plotted together. Intersection is operating point**



**Figure 9.6 Fan – system characteristics of example 9.2**

يتم تمثيل هذه العلاقة في Fig 9.6 وهي تمثل خواص النظام. يتم أيضا تمثيل خواص المروحة المعطاة في المثال نقطة التقاطع تعطي :

$$\text{ضغط} \quad P = 466 \text{ Pa} \quad \& \quad \text{معدل تدفق} \quad Q = 2.74 \text{ m}^3/\text{s}$$

## 9.5 تأثير النظام والتركيب *System Effect and Installation*

ان المروحة التي يتم اختيارها يجب أن تدفع كمية الهواء اللازمة للنظام وبضغط يساوي ضغط النظام. صانعو المراوح يعطون أداء المراوح في شكل جداول ومنحنيات مبينة على أساس اختبار هذه المراوح في المعامل. عند توصيل المراوح بالنظام فإن هناك فقدًا للضغط عند مدخل Inlet وخرج Discharge المروحة. هذا الفقد يعتمد على شكل وحجم المروحة واتجاه التركيب. هذه العوامل تسمى تأثير النظام. System effect وهو ما يجب تخفيضه إلى أقل حد ممكن .

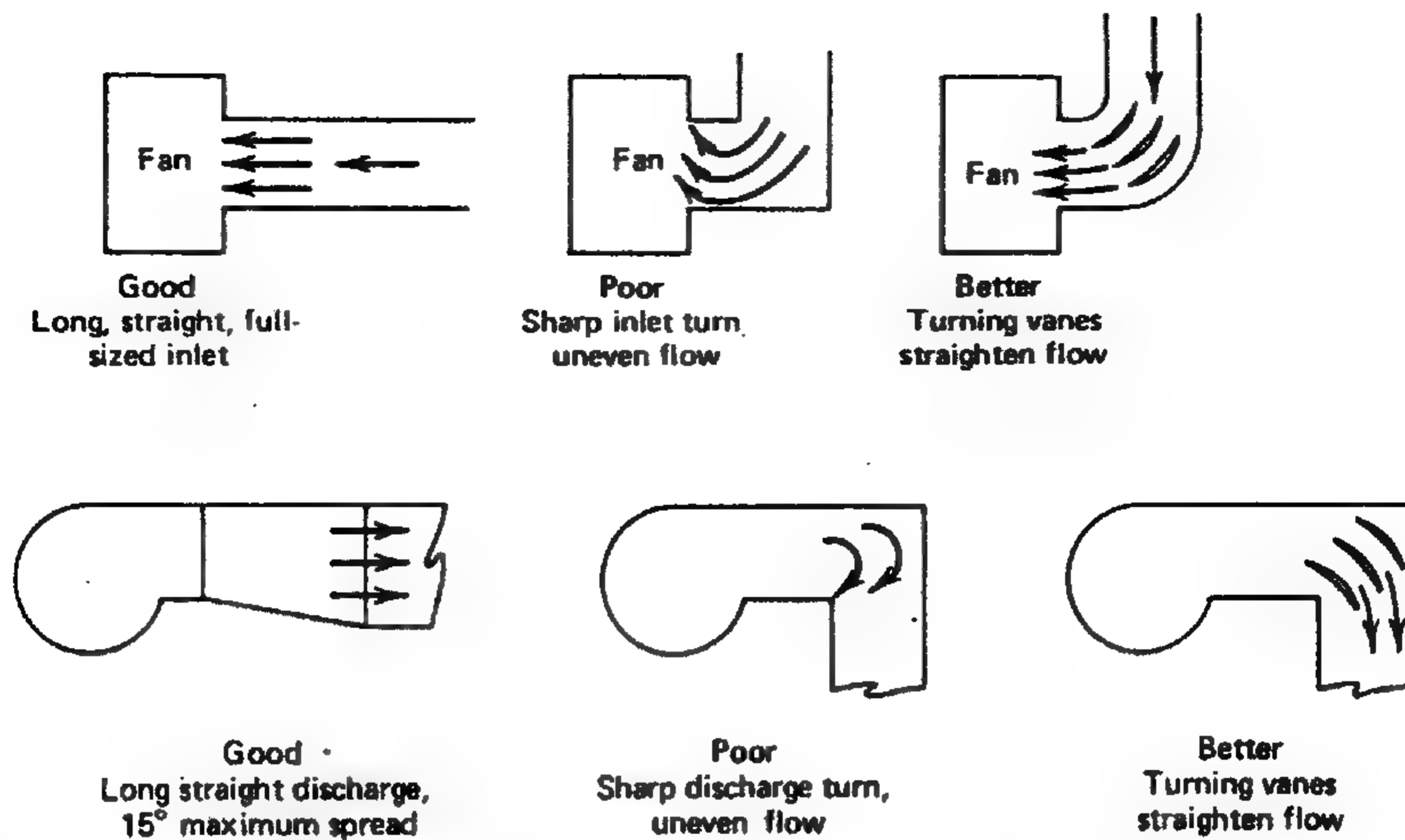
صانعو الوحدات المجمعة Packaged unit يأخذون في الاعتبار مقدار فقد الضغط نتيجة توصيل المراوح في هذه الوحدات. بالنسبة لمحطات التكييف المركزي فإن Fig 9.7 يعطي بعض نماذج توصيل مسلكي الدخول والخروج لمروحة ومنه يتضح أن :

1- يفضل عدم استخدام كوع بمدخل حاد ويفضل استخدام كوع بمدخل دائري ذو موجهات (Vanes) وللحصول على نتائج أفضل يسمح باستخدام مسلك مستقيم قبل الدخول للمروحة. سواء في حالتى السحب أو الطرد. هذا الطول يسمى طول المسلك الفعال Effective duct length وفيه تكون السرعة تقريبا ثابتة في حالة الطرد. طول المسلك الفعال يقاس بقطر المسلك كما يلي:

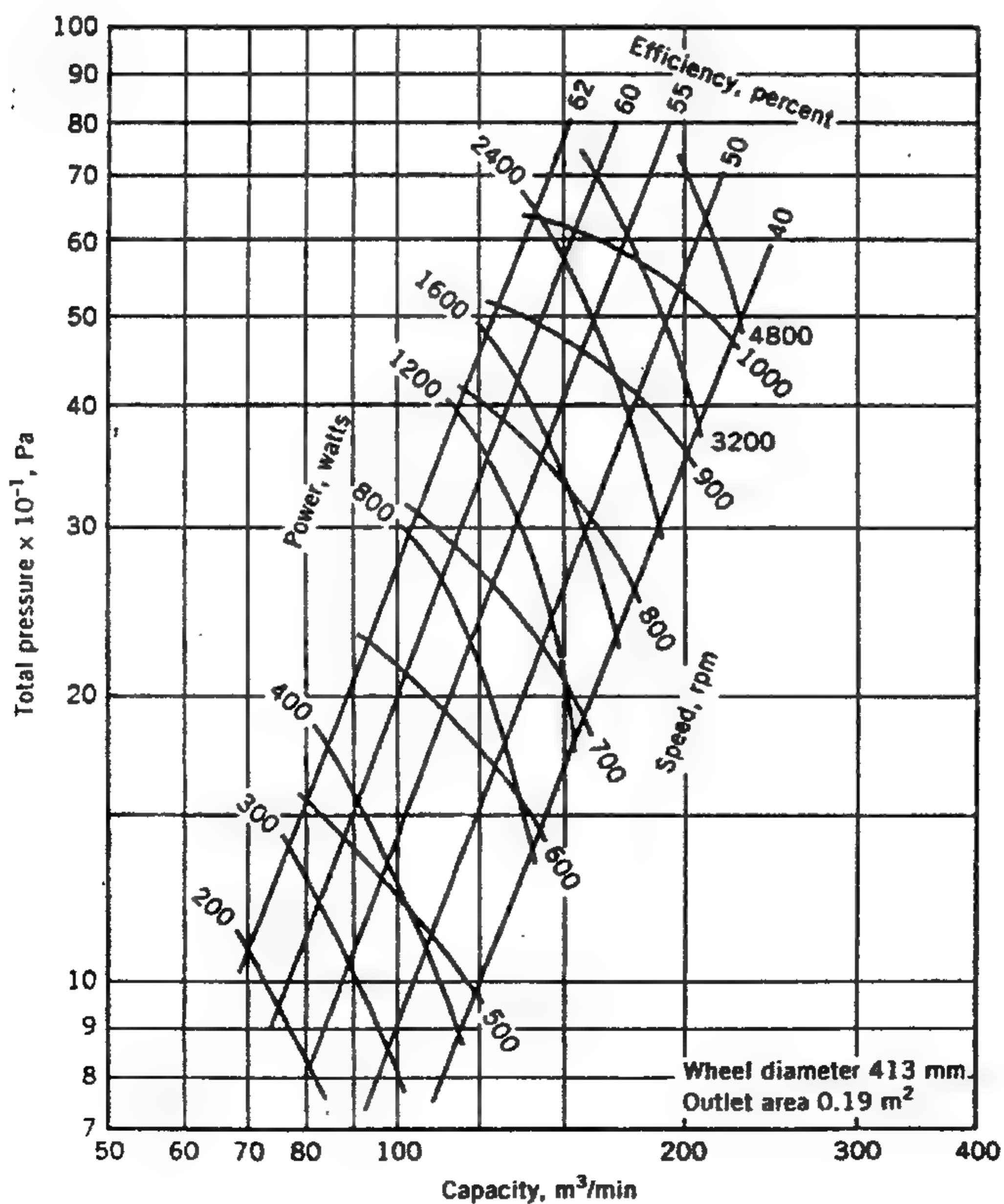
Duct velocity, m/s	12.5	15	20	25	30	35	10
Effective length / duct diameter	2.5	3	4	5	6	7	8

ويفضل أن يكون قطر المسلك مساويا لقطر. خرج المروحة ونسبة لا تزيد عن 10%  $\pm$  وفي حالة استخدام قطر أقل أو أكبر فإن ميل الوصلة لا يزيد عن 15°.

عند مدخل المروحة يستخدم كوع بمسلك مستقيم أيضا لتقليل فقد الضغط عند الدخول .



**Figure 9.7** Examples of inlet and discharge to fan connections



**Figure 9.8** An example of performance data for forward – curved blade fan.

## 9.6. مراوح على التوالي والتوازي

### 96' *Fans in Series and Parallel*

- إذا ركببت مروحتان متماثلتان على التوالي فإنها يعطيان نفس التصرف ولكن بتوليد ضغط مضاعف .
- إذا ركببت نفس المروحتان على التوازي فإنهما يعطيان تصرف مضاعفا وبنفس الضغط.

## 9.7. منوال تركيب المراوح 9.7.Fan Installation Procedure

بالإضافة إلى ما سبق بيانه يجب اتباع الآتى :

- 1- التوصيلات لمدخل ومخرج المروحة يجب أن تصنع بحيث تسمح بتدفق التصرف المطلوب بأقل قدر من فقد الضغط .
- 2- وصلات المسلك بمدخل ومخرج المروحة يجب أن يكونا مصنعا من قماش القنب وذلك لتخفيض الاهتزاز. كما يجب أن توضع المروحة أو تعلق على مخفضات الاهتزاز Vibration isolator ويمكن استخدام لذلك سوست أو ياي أو طبقة من الكاشوك لهذا الغرض. وفي كل الأحوال يجب استشارة الصانع (راجع باب الضوضاء).
- 3- يجب الأخذ فى الاعتبار وجود فتحة خاصة إن لزم الأمر للتفتيش والإصلاح.
- 4- يجب ن يزود اطار التركيب بفتحة تبين حالة وصلة السير بدون الفتح

## 9.8 Fan Selection

## 9.8 اختيار المراوح

- اختيار انسب نوع من المراوح يعتمد بالدرجة الأولى على الاستخدام المطلوب وكذلك على أداء وخواص المروحة .
- المراوح المحورية الرفاضة لا تستطيع أن تولد ضغطا عاليا ولذلك فهي تستخدم حيث يتطلب ضغط منخفض أو فى عدم وجود مسلك. هذه المراوح منخفضة الثمن والاستخدام الأمثل لها هى كأنظمة طرد تركيب على شباك أو حائط . وتستخدم أيضا لتبريد المكثفات وأبراج التبريد



ودفع الهواء خلال المبخرات الهوائية. ويستخدم بدلا منها مراوح الطرد المركزي لمسالك  
انظمة تكييف الهواء.

- المراوح ذات الريش المنحنية للأمام Forward curved عادة منخفضة الثمن مقارنة بالمنحنية للخلف Backward عند نفس الأداء ولكن تكاليف تشغيلها أكبر وذلك لإنخفاض معامل الأداء لها. ونظرا لزيادة القدرة اللازمة للإدارة قد تتسبب في زيادة تحميل الموتور Overloading خاصة إذا عملت لضخ كمية هواء أكبر من المحدد لها. هذه المراوح تستخدم اساسا في وحدات التكييف المجمعة Packaged units لرخص ثمنها .

- مراوح الطرد المركزي ذات الريش المنحنية للخلف Backward هي في الغالب غالية الثمن ولكن تكاليف تشغيلها أقل من مراوح الطرد المركزي ذات الريش المنحنية للأمام Forward وذلك لأدائها العالي. هنا نجد أن القدرة المحددة تقلل احتمال حدوث زيادة تحميل الموتور Motor overloading وذلك في حالة دفع كمية هواء أكبر من المحدد لها.

- مراوح الطرد المركزي ذات الريش الإيروفولية Airofoil fan تمتاز بأنها صاحبة أعلى معدل أداء وهي أغلى المرواح على الإطلاق.

- المراوح المحورية في أنبوب Tube-axial أو محورية ذات ريش توجيه Vane- axial يمكن استخدامها مع أنظمة المسالك. ففي حالة الأولى Tube- Axial فإن توزيع الهواء غير منتظم فيجعلها غير مرغوبة. اما الثانية Vane-axial فتوزيع الهواء لها منتظم ولكنها تولد ضوضاء عالية يتطلب معها اتخاذ إجراءات لتخفيض هذه الضوضاء وهي تستخدم في المنشآت الصناعية حيث الضوضاء لا تشكل عاملا مهما.

بعد اتخاذ القرار باختيار نوع المروحة كما سبق بيانه. الخطوة التالية هي تحديد حجم المروحة  
ولذلك يلزم الآتى :

- 1- تحديد مقدار التصريف الذى تدفعه المروحة اعتمادا على حساب الحمل الحرارى للمكان.
- 2- حساب فقد الضغط خلال انظمة المسالك وكذلك عناصر وحدة مناولة الهواء ومدخل ومخرج المروحة.

3- تختار المروحة من خصائص المروحة وذلك عند منتصف معدل التدفق  $Q$  (40:80%)  
 لمراوح الطرد المركزي ومن  $Q$  (65:95%) للمراوح المحورية والتي تتناسب مع أعلى  
 معدل أداء كما هو مبين في Fig 9.4 وذلك عند الظروف القياسية وهي  
 $t = 20^\circ\text{C}$  &  $\rho = 1.2\text{kg/m}^3$  &  $P = 98919\text{ Pa}$

وفي حالة اختلاف الخواص في الكتالوجات عن هذه الظروف تستخدم قوانين المراوح للتوفيق.  
 بعض أشكال الكتالوجات لخواص المراوح مبينة في Fig 9.8 ومن المعتاد أن تعطى هذه الخواص  
 معدل التدفق  $Q$ ,  $\text{m}^3/\text{s}$  والضغط  $P$ ,  $\text{Pa}$  ، والسرعة  $\omega$ ,  $\text{rpm}$  ، ولهذا السبب يستخدم الجدول  
 أكثر من المنحنيات ولكن لا يظهر فيها قيم لمعامل الأداء في Table 9.1, Table 9.2, تظهر  
 نماذج خصائص المراوح لشركات Hitachi , Carrier تجمع الخصائص السابق ذكرها.  
 يلاحظ أن اختيار المراوح لأنظمة السرعات المنخفضة Low velocity system  
 فإن استخدام الضغط الكلي أفضل من الضغط الاستاتيكي وفي أنظمة السرعات العالية  
 High velocity system يستخدم الضغط الكلي حيث يعطى دقة أكبر. الضغط الاستاتيكي في  
 الغالب يسمى الضغط الاستاتيكي الخارجى ويرمز له بالرمز SP or ESP وسنرى كيف يمكن  
 استخدام المنحنيات والجدول.

### Example 9.3

What static pressure will the fan whose performance curve are shown in Fig 9.8 develop at delivery of  $100\text{ m}^3/\text{min}$  to  $500\text{ rpm}$ ? What will be the power required and mechanical efficiency at this conditions ?

باستخدام Fig 9.8 عند تقاطع  $Q = 100\text{m}^3/\text{min}$  مع  $\omega = 500\text{ rpm}$

نجد ان  $\eta \approx 53\%$  &  $N = 400\text{ W}$

والاتجاه افقيا نجد أن  $P = 130\text{ Pa}$ .

### Example 9.4

Select a centrifugal fan to supply  $5\text{ m}^3/\text{s}$  at  $375\text{ Pa}$  .



**Table 9.1 FAN PERFORMANCE DATA — 0-300 Pa ESP — SI**

UNIT	AIRFLOW (L/s)	EXTERNAL STATIC PRESSURE (Pa)												
		0		50		100		150		200		250		300
		r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s
40RM 007	850	5.34	0.17	7.38	0.25	8.91	0.32	10.20	0.39	11.30	0.46	12.30	0.53	13.30
	1000	6.28	0.24	8.10	0.32	9.53	0.40	10.80	0.48	11.80	0.55	12.80	0.63	13.70
	1150	7.22	0.33	8.86	0.41	10.20	0.50	11.40	0.58	12.40	0.66	13.40	0.73	14.20
	1300	8.17	0.43	9.64	0.52	10.90	0.61	12.00	0.69	13.00	0.77	13.90	0.85	14.80
	1450	9.11	0.55	10.50	0.64	11.60	0.73	12.70	0.82	13.60	0.91	14.50	0.99	15.40
40RM 40RMQ 40RMS 008	1000	5.63	0.22	7.61	0.30	9.11	0.38	10.40	0.45	11.50	0.53	12.50	0.61	13.40
	1200	6.76	0.32	8.49	0.41	9.88	0.50	11.10	0.57	12.10	0.66	13.10	0.74	14.00
	1400	7.89	0.46	9.42	0.55	10.70	0.64	11.80	0.72	12.80	0.81	13.80	0.89	14.60
	1600	9.01	0.62	10.40	0.71	11.60	0.80	12.60	0.89	13.60	0.98	14.60	1.07	15.30
	1800	10.10	0.80	11.40	0.90	12.50	1.00	13.50	1.09	14.40	1.18	15.20	1.27	16.00
40RMS 010	1200	6.58	0.31	8.35	0.40	9.78	0.48	11.00	0.57	12.00	0.65	13.00	0.73	13.90
	1400	7.67	0.44	9.25	0.54	10.60	0.63	11.70	0.71	12.70	0.80	13.60	0.88	14.50
	1600	8.77	0.60	10.20	0.70	11.40	0.79	12.50	0.88	13.40	0.97	14.30	1.05	15.20
	1800	9.86	0.78	11.10	0.88	12.30	0.98	13.30	1.07	14.20	1.16	15.10	1.25	15.90
	2000	11.0	0.98	12.10	1.09	13.20	1.19	14.10	1.29	15.00	1.38	15.80	1.48	16.60
40RM 40RMS 012	1450	7.58	0.46	9.18	0.56	10.50	0.65	11.60	0.73	12.70	0.82	13.60	0.90	14.50
	1670	8.73	0.63	10.20	0.73	11.40	0.83	12.50	0.92	13.40	1.01	14.30	1.10	15.20
	1900	9.93	0.84	11.20	0.95	12.30	1.05	13.30	1.14	14.30	1.24	15.10	1.33	15.90
	2120	11.10	1.08	12.20	1.18	13.30	1.29	14.20	1.39	15.10	1.48	15.90	1.58	16.70
	2350	12.30	1.36	13.30	1.17	14.30	1.57	15.20	1.68	16.00	1.78	16.80	1.88	17.60
40RMQ 012	1450	8.04	0.49	9.57	0.58	10.90	0.67	12.00	0.76	13.00	0.85	13.90	0.93	14.80
	1670	9.28	0.67	10.60	0.77	11.80	0.86	12.90	0.95	13.80	1.04	14.70	1.13	15.50
	1900	10.50	0.89	11.80	0.99	12.80	1.09	13.80	1.19	14.70	1.28	15.60	1.38	16.40
	2120	11.80	1.14	12.90	1.24	13.90	1.35	14.80	1.45	15.60	1.55	16.40	1.64	17.20
	2350	13.00	1.43	14.00	1.54	15.00	1.65	15.80	1.75	16.60	1.85	17.40	1.95	18.10
40RM 40RMS 014	1750	5.99	0.27	7.88	0.43	9.41	0.59	10.70	0.75	11.90	0.92	13.00	1.08	14.00
	2050	7.01	0.41	8.68	0.60	10.10	0.78	11.30	0.96	12.40	1.14	13.50	1.33	14.40
	2350	8.04	0.60	9.53	0.81	10.60	1.01	12.00	1.21	13.00	1.41	14.00	1.61	14.90
	2650	9.07	0.84	10.40	1.06	11.60	1.28	12.70	1.50	13.70	1.72	14.60	1.94	15.50
	2850	10.10	1.13	11.30	1.37	12.40	1.61	13.40	1.85	14.40	2.08	15.30	2.32	16.10
40RM 40RMS 016	2100	6.43	0.37	8.19	0.55	9.65	0.73	10.90	0.92	12.10	1.11	13.10	1.30	14.10
	2450	7.51	0.57	9.06	0.77	10.40	0.97	11.60	1.18	12.70	1.39	13.70	1.60	14.60
	2800	8.58	0.82	9.96	1.05	11.20	1.27	12.30	1.49	13.30	1.72	14.30	1.95	15.10
	3150	9.65	1.14	10.90	1.38	12.00	1.63	13.10	1.87	14.00	2.12	14.90	2.36	15.80
	3500	10.70	1.52	11.90	1.78	12.90	2.05	13.90	2.31	14.80	2.58	15.80	2.84	16.40
40RMQ 016	2100	6.65	0.39	8.39	0.58	9.83	0.76	11.10	0.95	12.20	1.13	13.30	1.31	14.20
	2450	7.76	0.60	9.30	0.81	10.60	1.01	11.80	1.22	12.90	1.43	13.80	1.63	14.80
	2800	8.87	0.86	10.20	1.09	11.50	1.32	12.50	1.55	13.60	1.78	14.50	2.01	15.40
	3150	9.98	1.19	11.20	1.44	12.30	1.70	13.40	1.95	14.30	2.20	15.20	2.45	16.00
	3500	11.10	1.59	12.20	1.86	13.20	2.14	14.20	2.41	15.10	2.68	15.90	2.95	16.70
40RM 40RMS 024	2800	8.58	0.86	9.96	1.09	11.20	1.32	12.30	1.55	13.30	1.78	14.20	2.01	15.10
	3350	9.91	1.28	11.10	1.53	12.20	1.79	13.20	2.04	14.20	2.30	15.10	2.55	15.90
	3800	11.30	1.81	12.30	2.08	13.30	2.37	14.30	2.64	15.10	2.93	16.00	3.21	16.80
	4250	12.60	2.46	13.60	2.76	14.50	3.07	15.30	3.37	16.10	3.67	16.90	3.98	17.70
	4700	13.90	3.24	14.80	3.57	15.60	3.90	16.40	4.22	17.20	4.55	17.90	4.88	18.60



Table 9.2

Fan Performance Table

Conversion Multiplier: 1mmAq=9.81Pa

Model	Air Flow (m³/min)		External Static Pressure (mmAq)															
			0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
RUA-5AT3E	36.8	RPM	720	750	780	800	830	860	890	920	950	980	1000	1030	1060	1090	1110	1140
		BKW	0.05	0.06	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	0.29	0.32	0.34	0.37	0.39	0.42	0.45
	41.4	RPM	740	770	800	820	850	880	910	940	970	990	1020	1050	1080	1110	1130	1160
		BKW	0.07	0.10	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.27	0.30	0.33	0.36	0.38	0.42	0.45	0.47	0.50
	46	RPM	760	790	810	840	870	900	930	960	990	1020	1040	1060	1100	1130	1160	1190
RUA-8AT3E		BKW	0.09	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.35	0.38	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53	0.57
	50.6	RPM	780	810	840	870	890	920	950	980	1010	1040	1070	1100	1130	1150	1180	1210
		BKW	0.12	0.16	0.20	0.23	0.26	0.30	0.33	0.37	0.40	0.44	0.47	0.51	0.54	0.58	0.62	0.65
	55.2	RPM	820	840	860	890	920	950	980	1010	1040	1070	1100	1130	1160	1190	1210	1240
		BKW	0.16	0.19	0.23	0.27	0.31	0.35	0.39	0.43	0.47	0.50	0.54	0.58	0.62	0.66	0.70	0.74
RUA-10AT3	55.2	RPM	690	720	750	780	810	840	870	890	910	930	960	980	1010	1030	1060	1090
		BKW	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.32	0.35	0.38	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53
	62.1	RPM	720	750	780	810	840	870	890	920	940	970	990	1010	1040	1070	1090	1120
		BKW	0.09	0.13	0.17	0.20	0.24	0.28	0.31	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.53	0.57	0.61	0.64
	69	RPM	750	780	810	840	870	900	930	950	980	1000	1020	1050	1080	1100	1130	1160
RUA-13AT3		BKW	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.35	0.40	0.44	0.48	0.53	0.56	0.62	0.67	0.71	0.75	0.80
	75.9	RPM	800	830	860	890	920	940	970	990	1020	1040	1060	1080	1120	1150	1180	1200
		BKW	0.20	0.25	0.31	0.36	0.42	0.46	0.53	0.59	0.64	0.70	0.75	0.81	0.86	0.92	0.98	1.03
	82.6	RPM	860	890	920	950	980	1000	1030	1050	1080	1100	1130	1160	1190	1210	1240	1270
		BKW	0.35	0.42	0.50	0.58	0.65	0.73	0.81	0.88	0.96	1.04	1.12	1.22	1.27	1.35	1.43	1.50
RUA-15AT3	72	RPM	750	770	800	820	850	880	900	920	940	960	980	1010	1030	1060	1080	1100
		BKW	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.39	0.44	0.49	0.54	0.58	0.63	0.68	0.73	0.78	0.83
	81	RPM	780	800	820	850	880	900	920	940	960	990	1010	1040	1060	1080	1110	1130
		BKW	0.13	0.16	0.24	0.29	0.34	0.39	0.45	0.50	0.56	0.61	0.66	0.71	0.77	0.82	0.87	0.93
	90	RPM	820	840	860	890	910	930	960	980	1000	1020	1050	1080	1100	1120	1150	1180
RUA-15AT3		BKW	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	0.66	0.72	0.78	0.84	0.90	0.96	1.02	1.08
	99	RPM	860	890	910	930	960	980	1000	1030	1060	1080	1110	1140	1160	1190	1210	1240
		BKW	0.25	0.31	0.39	0.46	0.53	0.60	0.66	0.74	0.80	0.87	0.94	1.01	1.08	1.15	1.22	1.29
	108	RPM	920	950	980	1000	1020	1050	1080	1110	1130	1160	1190	1220	1250	1280	1310	1340
		BKW	0.38	0.46	0.54	0.63	0.71	0.79	0.86	0.96	1.04	1.13	1.21	1.29	1.38	1.46	1.54	1.63
RUA-15AT3	88	RPM	720	750	780	800	830	860	890	910	940	970	1000	1020	1050	1080	1110	1140
		BKW	0.18	0.25	0.31	0.37	0.43	0.49	0.55	0.61	0.67	0.74	0.80	0.86	0.92	0.98	1.04	1.10
	99	RPM	780	790	820	850	880	900	930	960	990	1020	1050	1070	1100	1130	1160	1190
		BKW	0.26	0.33	0.40	0.48	0.55	0.63	0.70	0.77	0.85	0.92	0.99	1.07	1.14	1.21	1.28	1.36
	110	RPM	800	830	860	890	910	930	960	990	1020	1050	1080	1110	1140	1170	1200	1230
RUA-15AT3		BKW	0.32	0.40	0.48	0.56	0.64	0.72	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52
	121	RPM	850	880	900	930	970	1000	1020	1050	1080	1110	1140	1180	1210	1240	1270	1300
		BKW	0.45	0.54	0.63	0.72	0.81	0.90	0.99	1.08	1.17	1.26	1.35	1.44	1.53	1.62	1.71	1.80
	132	RPM	880	920	950	990	1020	1050	1070	1100	1130	1160	1200	1230	1260	1300	1330	1360
		BKW	0.55	0.65	0.75	0.85	0.95	1.05	1.15	1.25	1.35	1.45	1.55	1.65	1.75	1.85	1.95	2.05
RUA-15AT3	104	RPM	740	770	790	820	860	890	920	940	970	995	1020	1050	1070	1100	1120	1150
		BKW	0.23	0.30	0.36	0.46	0.53	0.61	0.69	0.76	0.84	0.91	0.99	1.06	1.14	1.22	1.29	1.37
	117	RPM	780	810	850	880	905	930	960	990	1010	1040	1070	1090	1120	1140	1170	1190
		BKW	0.30	0.39	0.48	0.56	0.65	0.74	0.82	0.91	0.99	1.08	1.17	1.25	1.34	1.43	1.51	1.60
	130	RPM	860	890	920	940	970	995	1020	1040	1070	1090	1120	1140	1170	1190	1220	1260
RUA-15AT3		BKW	0.39	0.49	0.59	0.69	0.78	0.88	0.96	1.06	1.17	1.27	1.37	1.47	1.57	1.66	1.76	1.86
	143	RPM	940	970	990	1020	1040	1070	1090	1120	1140	1170	1190	1220	1250	1280	1330	-
		BKW	0.52	0.64	0.75	0.87	0.99	1.10	1.22	1.33	1.45	1.56	1.68	1.79	1.91	2.03	2.14	-
	156	RPM	1020	1050	1080	1100	1130	1150	1180	1210	1230	1250	1280	-	-	-	-	-
		BKW	0.77	0.91	1.05	1.19	1.33	1.47	1.61	1.75	1.89	2.03	2.17	-	-	-	-	-

RPM, Fan Speed(rpm)  
BKW, Brake Power(kW)

NOTE:  
When the external static pressure exceeds the shaded area, oversized fan motor and or a fan pulley are required.

نحاول اختيار مروحة من انتاج Hitachi

الضغط الاستاتيكي الخارجى معطى فى Pa نحوله إلى مليمترات زئبق

$$ESP = 375 \div 9.51 = 38.22 \text{ mm Ag}$$

نختار الضغط الأكبر الأقرب وهو 40mm Ag.

وحيث معدل التدفق معطى فى  $\text{m}^3/\text{s}$  نحوله  $\text{m}^3/\text{min}$  كما فى Table 9.2 فيكون

$$Q = 5 \text{ m}^3/\text{s} \times 60 = 300 \text{ m}^3/\text{min}$$

ومن الجدول نختار معدل التدفق  $Q = 312 \text{ m}^3/\text{s}$

ومنه نختار المروحة T35A - 30 RUA بالخواص التالية :

$$Q = 312 \text{ m}^3/\text{s} \text{ at } 1170 \text{ rpm}$$

$$N = 6.68 \text{ kW.}$$

## Problems

9.1 Measurements made on a newly installed air- handling system were :

$\omega = 20, \text{r/s}$  fan speed,  $2.4 \text{ m}^3/\text{s}$  airflow rate,  $3.40, \text{Pa}$  fan discharge pressure , and  $1.8, \text{kW}$  supplied to the motor. These measurement were made with an air temperature of  $20^\circ\text{C}$ , and the system is eventually to operate with air at  $40^\circ\text{C}$ . If the fan speed remains at  $20, \text{r/s}$  what will be the operating values of (a) air flow rate, (b) static pressure, (c) power.

9.2 A fan - duct system is designed so that when the air temperature is  $20^\circ\text{C}$ , the mass flow rate is  $5.2, \text{kg/s}$  when the fan speed is  $18, \text{r/s}$  and the fan motor requires  $4.1, \text{kW}$ . A new set of requirements is imposed on the system : the operating air temperature changed to  $50^\circ\text{C}$ , and the fan speed is increased so that the same mass flow rate is prevails. What are the revised fan speed and power requirement.



9.3 A system of duct and plant has a total pressure loss of 600, Pa when 1300, L/S of air flows. A fan running at 11, r/s is coupled to the system and has the following characteristics :

<b>Q: l/s</b>	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
<b>P: Pa</b>	450	457	462	465	461	445	417	376	327	226	194	100

- (a) : Determine the actual duty achieved and the speed at which the fan must run to get the design duty.
- (b) : If two fan of such type are connected in series what will be the duty of the system mentioned if they each run at 11, r/s.

9.4 (a) State three fan laws that describe the behavior of a fan given duct system and fixed air density

(b) A fan has pressure- volume characteristics at 10 r/s as follows :

<b>Q, (m<sup>3</sup>/s)</b>	0.0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5
<b>P, (Pa)</b>	400	435	460	486	483	474	450	393.

Assuming a square law relating pressure drop and flow rate in the duct system to which the fan is coupled, determine the quantity of air handled and the fan total pressure of 580, Pa when 3m<sup>3</sup>/s is flowing. At what speed must the fan be run to give 3m<sup>3</sup>/s? if the fan efficiency is then 75% what will be the power absorbed ?

9.5 A duct system has been designed for 150 m<sup>3</sup>/min at 500 Pa total pressure. Would the fan shown in Fig 9.8 be suitable for this application? Explain and estimate the total efficiency, fan speed, and shaft power.

## منافذ توزيع الهواء في الأماكن المكيفة SPACE AIR DISTRIBUTION OUTLETS

### General

### مقدمة

نجاح عملية توزيع الهواء داخل الأماكن المكيفة هو المؤشر على فاعلية وجودة تصميم نظام تكييف الهواء ككل. فالهواء الذي تمت معالجته يجب توزيعه في الغرف بطريقة مناسبة من خلال مخارج توزيع الهواء Air distribution outlets وإذا لم يتم ذلك بصورة جيدة شعر شاغلو المكان بعدم الراحة .

لكي يشعر شاغلو المكان بالراحة يجب أن تحقق الظروف الآتية :

- 1- تباين درجة الحرارة خلال حيز الأشغال Occupancy zone يجب ألا يزيد عن درجة واحدة - حيز الأشغال هو الفراغ الذي يشغله الإنسان ( أعلى من أرضية المكان بمقدار 1.8m ).
  - 2- سرعة الهواء خلال حيز الأشغال يجب أن تكون في حدود  $m/s$  ( 0.125 ÷ 0.175 ) أعلى من ذلك قد تسبب تيارات هوائية غير مرغوبة وأقل من ذلك يشعر الناس بعدم الراحة .
- إذا كان الناس في حالة حركة فيسمح بزيادة تلك السرعة إلى  $m/s$  ( 0.25 : 0.35 )
- سوف نتناول مبادئ توزيع الهواء من خلال مخارج توزيع الهواء Air distribution outlets وبعض أنماط وأنواع هذه المعدات .

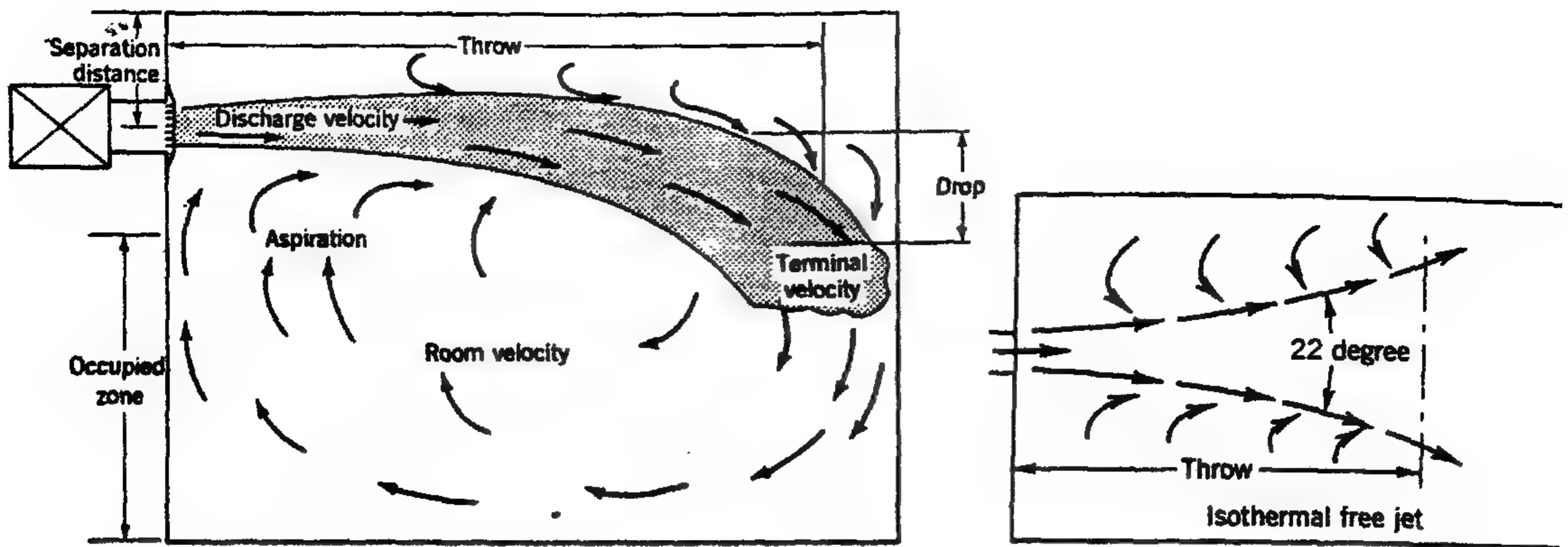
### 10.1 مصطلحات توزيع الهواء 10.1 Air Distribution Terms

- 1- حيز الأشغال Occupancy zone هو الحيز الذي يشغله الناس وهو أعلى من أرضية

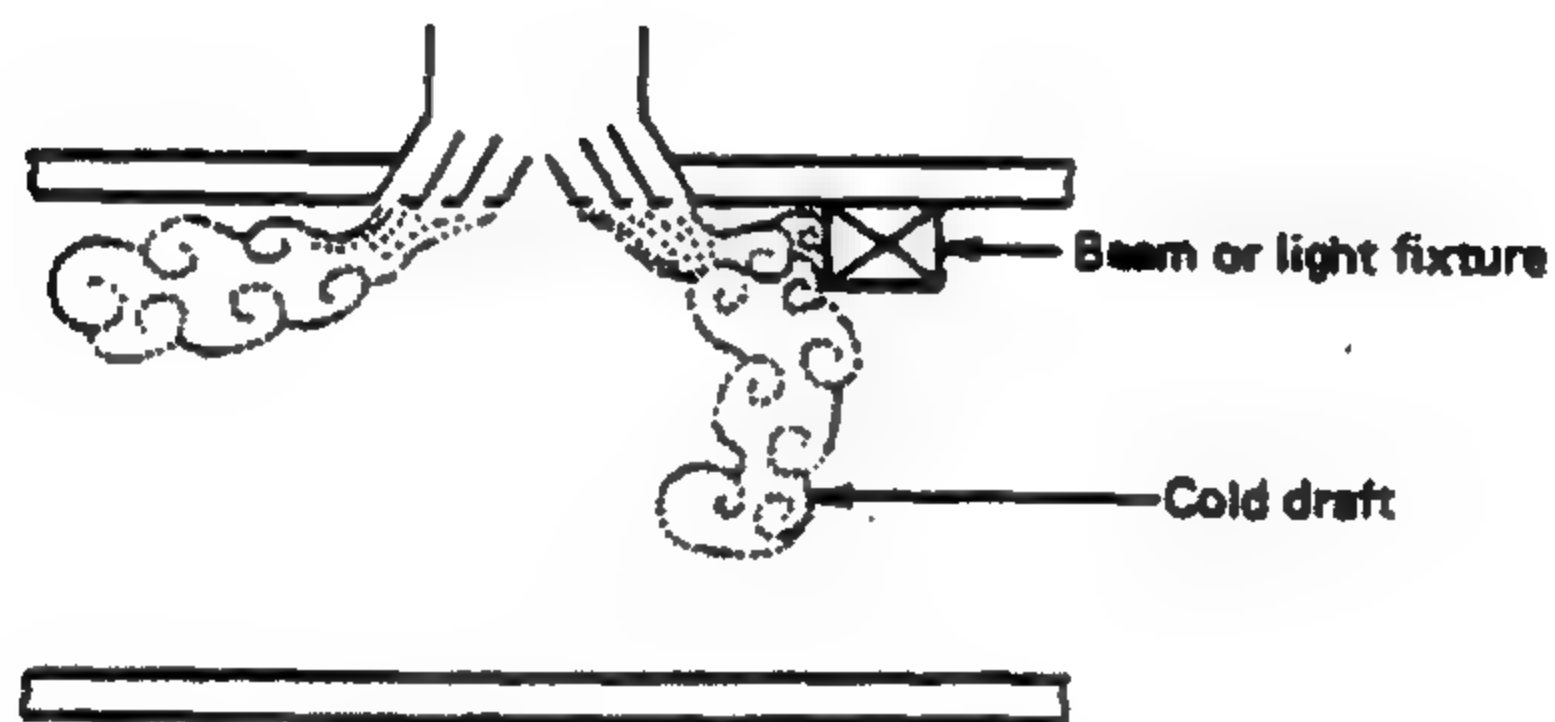
المكان بـ 1.8 m كما هو مبين في Fig 10.1

- 2- السرعة المتخلفة Residual velocity هي عبارة عن سرعة الهواء في حيز الأشغال

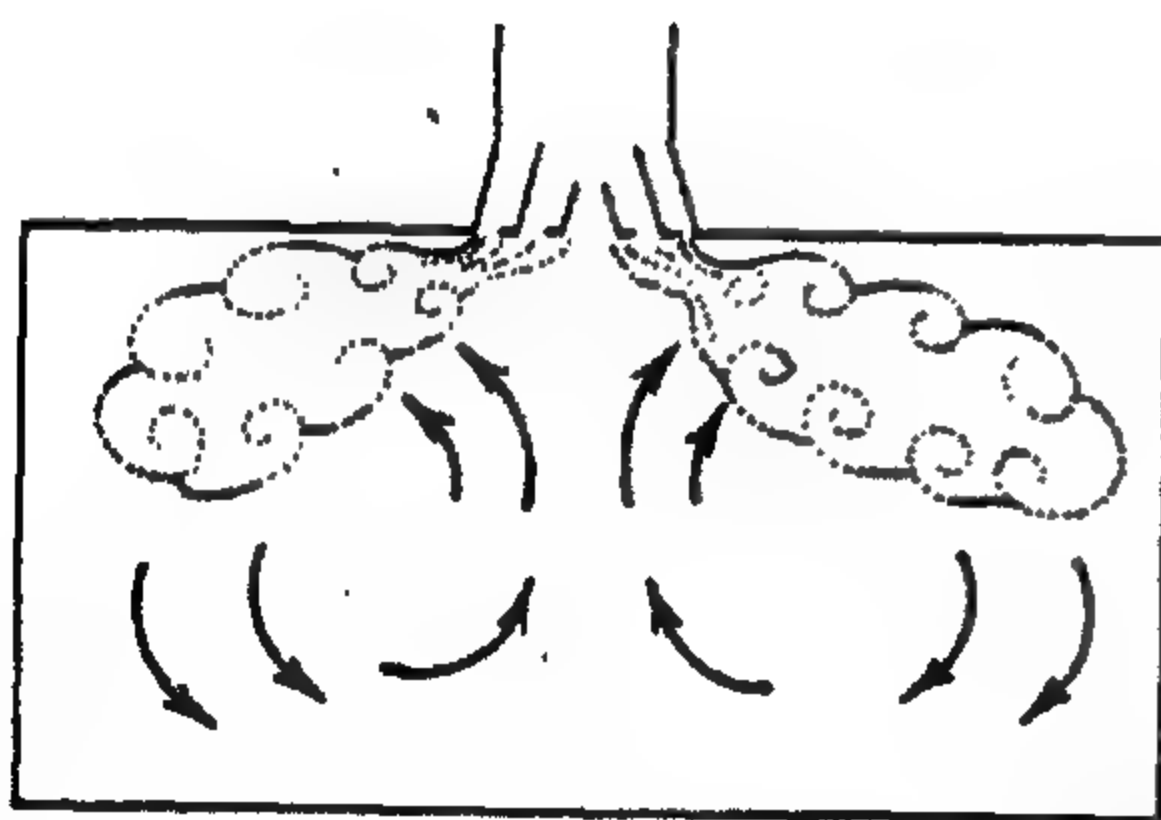
وهي كما بينا تتراوح بين  $m/s$  ( 0.125 ÷ 0.175 )



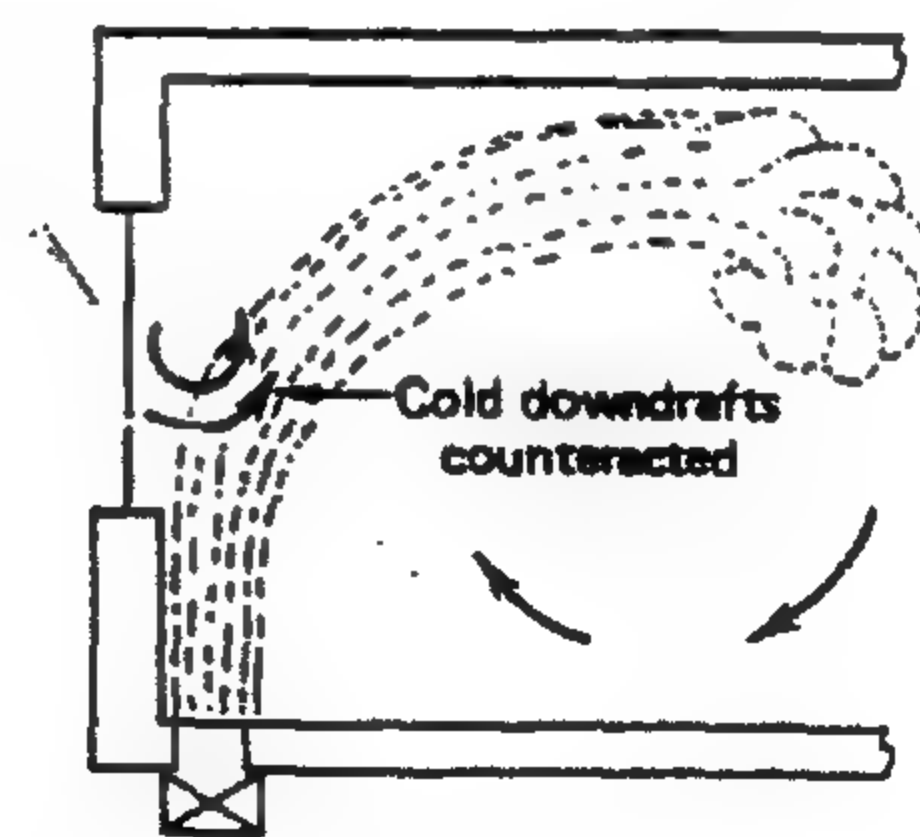
**Figure 10.1** Selection terminology for air distribution in room



**Figure 10.2** Effect of obstruction at ceiling



**Figure 10.3** Ceiling outlet location  
for cooling



**Figure 10.4** Floor outlet location  
for heating

3- المدى ( الحدفه ) Throw هي أقصى مسافة يصلها الهواء الخارج من المخرج وهي تساوي  $\frac{3}{4}$  المسافة بين مكان التركيب والحائط المقابل. إذا كانت حدفه الهواء قصيرة فإنه يسقط إلى المستوى الذي يشغله الإنسان الموجود في المكان مسببا حدوث تيارات هوائية . إذا كانت حدفه الهواء طويلة جدا فإن الهواء قد يصطدم بالحائط المقابل ويرتد مسببا حدوث تيارات هوائية ضارة .

4- السرعة الطرفيه Terminal velocity هي سرعة الهواء المضطحة عند نهاية الحدفه .  
5- السقوط Drop هي المسافة التي يسقط فيها الهواء إلى مستوى نهاية الحدفه ( المسافة بين فتحة الخروج ومستوى حيز الأشغال ) . لهذا يجب أن يكون ارتفاع فتحة الخروج مساوية ارتفاع حيز الأشغال بالإضافة إلى مسافة السقوط . كذلك يجب ألا تتركب فتحات الخروج قريبة من سقف المكان حتى لا يتراكم الهواء والأتربة على السقف بالقرب من مكان التركيب ولهذا السبب يوصى بتركيب موزعات الهواء على بعد لا يقل عن 30 cm أسفل سقف المكان .  
6- الهواء الابتدائي Primary air هو الهواء الخارج من موزعات الهواء مباشرة .  
7- الهواء الثانوي Secondary air هو هواء الغرفة المدفوع للخلط مع الهواء الابتدائي .  
8- الانتشار Spread هي كمية الهواء التي تتمدد رأسيا وأفقيا بعد الخروج من المنفذ .  
9- زاوية الانحراف Angle of deflection هي الزاوية الجانبية التي ينتشر فيها الهواء بعد خروجه . مقدار هذا الانحراف له علاقة في تحديد مقدار الفقد في الضغط لموزعات الهواء ومقدار الحدفه . يمكن ضبط مقدار زاوية الانحراف باستخدام موزعات الهواء التي يمكن ضبط اتجاه ريشه .

10- تأثير السقف Ceiling effect العوارض او معدات الإضاءة بالسقف قد يصطدم بها الهواء الابتدائي الخارج من المنفذ ويلتصق بها ثم يسقط مباشرة صانعا تيار باردا في حيز الأشغال Fig 10.2 وبالتالي سيؤدي ذلك إلى عدم تزويد مساحة أخرى بالهواء اللازم . لذلك يجب تركيب المنافذ السقفية أسفل السقف بما لا يقل عن 30cm . هذا التأثير يسمى بتأثير السقف.

هناك الكثير من أنواع المنافذ سوف نشرح بعضها لاحقا لكن كلها تم تصميمها من أجل التحكم المناسب لتوزيع الهواء أو سحب الهواء من الغرف ويمكن تحديد وظيفة المنافذ في الآتي :-  
1- إخفاء بصورة مناسبة فتحات المسالك .

2- دفع الهواء المكيف إلى مسافة لا تقل عن 3/4 المسافة إلى الحائط المقابل .

3- سحب أو انتشار الهواء .

4- ضبط معدل تدفق الهواء

5- منع الغبار من النفاذ مع هواء الغرفة وتقليل الإزعاج .

## 10.2 أنماط حركة الهواء 10.2 Air Motion Patterns

من المفيد التعرف على أنماط حركة الهواء بعد خروجه من منافذ التوزيع في الغرفة في

حالتَي التبريد والتدفئة وذلك لتسهيل اختيار نوع المنافذ واختيار أماكن تركيبها :

1- عندما تكون درجة حرارة هواء التغذية أقل من درجة حرارة الغرفة فإن كثافة هواء التغذية تكون كبيرة نسبياً مما يجعل الهواء يتجه إلى أسفل صانعاً بذلك توزيعاً منتظماً لدرجة الحرارة في حالة التبريد Fig 10.3 لذلك توضع المنافذ في مكان مرتفع أو في السقف.

2- عندما تكون درجة حرارة الهواء أعلى من درجة حرارة الغرفة فبتأثير تيارات الحمل فإنه يتجه إلى أعلى صانعاً بذلك توزيعاً منتظماً للهواء في حالة التدفئة لذلك توضع المنافذ في مكان منخفض بقدر الإمكان Fig 10.4 .

## 10.3 أماكن تركيب المنافذ 10.3 Locations of Outlet

منافذ التغذية والراجع يجب أن تتركب بحيث توفر ظروف الراحة وفي Fig10.5 يبين بعض نماذج تركيب منافذ توزيع الهواء بحيث تعطى توزيعاً جيداً للهواء خلال الغرفة وذلك طبقاً للغرض المطلوب من نظام التكييف: تدفئة أو تبريد أو كلاهما .

إذا كان الغرض من نظام هو التدفئة والتبريد فيؤخذ في الاعتبار أكثر شهور العام حاجة للتبريد أو التدفئة . فمِنْطقة الشرق الأوسط مثلاً تحتاج إلى تبريد أغلب شهور العام ومنطقة شمال غرب أوروبا تحتاج إلى تدفئة أغلب شهور العام وهكذا .

**التدفئة Heating** . من أسباب عدم الشعور بالراحة شتاءً هو تيار الهواء البارد

المتسرب من النوافذ ومن أسفل الأبواب . وللتغلب على ذلك فإن نوافذ التغذية للتدفئة يفضل أن

تتركب تحت الشباك في الحوائط المنخفضة Low wall حيث أنها تعمل على الآتي :-

1- يعمل تيار التغذية الدافئ كغطاء للهواء المتسرب البارد فيقلل من تأثيره Fig10.6 .



2- الهواء الدافئ كثافته أقل فيختلط مع الهواء المتسرب ويندفع إلى أعلى مقللاً بذلك من تأثيره في حيز الأشغال . ويفضل في هذه الحالة أن يتم تركيب منافذ هواء الراجع تحت الشباك حيث تقوم تلك بسحب الهواء البارد المتسرب إلى محطة التدفئة وبذلك نتجنب تأثير الهواء البارد .

**التبريد Cooling** . من أسباب عدم الشعور بالراحة صيفا هو الهواء الساخن في حيز الأشغال والناجم من مصادر الحرارة مثل الناس والاضاءة والمعدات وفي حالة التبريد فإن الاختيارات عديدة لتركيب منافذ التغذية أهمها :

1- **السقف Ceiling** . هو أفضل اختيار لتركيب منافذ التغذية حيث أن الهواء البارد ذو الكثافة الكبيرة نسبياً سوف يسقط حراً كاسحاً بذلك الهواء الساخن في حيز الأشغال إلى منافذ الهواء الراجع . منافذ الراجع قد توضع إما في السقف أو في حائط منخفض Fig 10.7 .

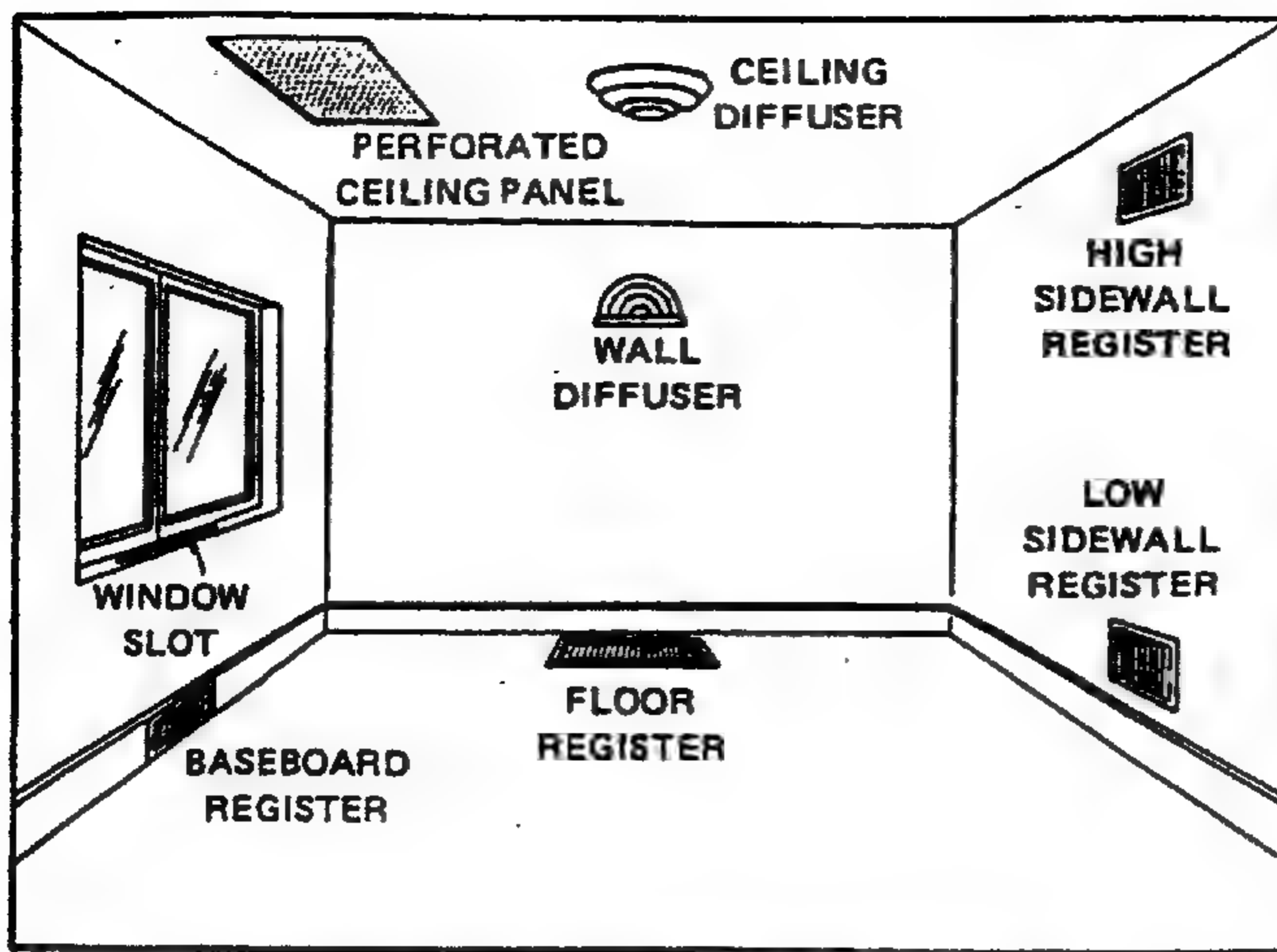
2- **حائط مرتفع High -Wall** يعتبر تركيب منافذ التوزيع في الحائط المرتفع حلاً جيداً لتوزيع الهواء البارد Fig 10.8 ويركب منافذ الهواء الراجع في حائط منخفض .

**منافذ الراجع Return Outlet** ليست هناك قيود معينة على وضع منافذ الراجع حيث ليس لها نفس التأثير مثل منافذ التوزيع . القيد الوحيد ألا يتم تركيبها مع منافذ التغذية في مكان بحيث تصنع مع هواء التغذية تيارات هوائية في حيز الأشغال . حيث أن منافذ التغذية تولد ضغطاً داخل الغرفة ومنافذ الراجع تقوم بتخفيض هذا الضغط مما قد يتسبب في حالة تقابلها إلى حدوث تيارات هوائية غير مرغوبة . في بعض الأحيان قد تستخدم نواشر سقفية في أغلب أجزائها تعمل كنوافذ تغذية وجزء منها يعمل كنوافذ للهواء الراجع وهذا ما سنبينه فيما بعد .

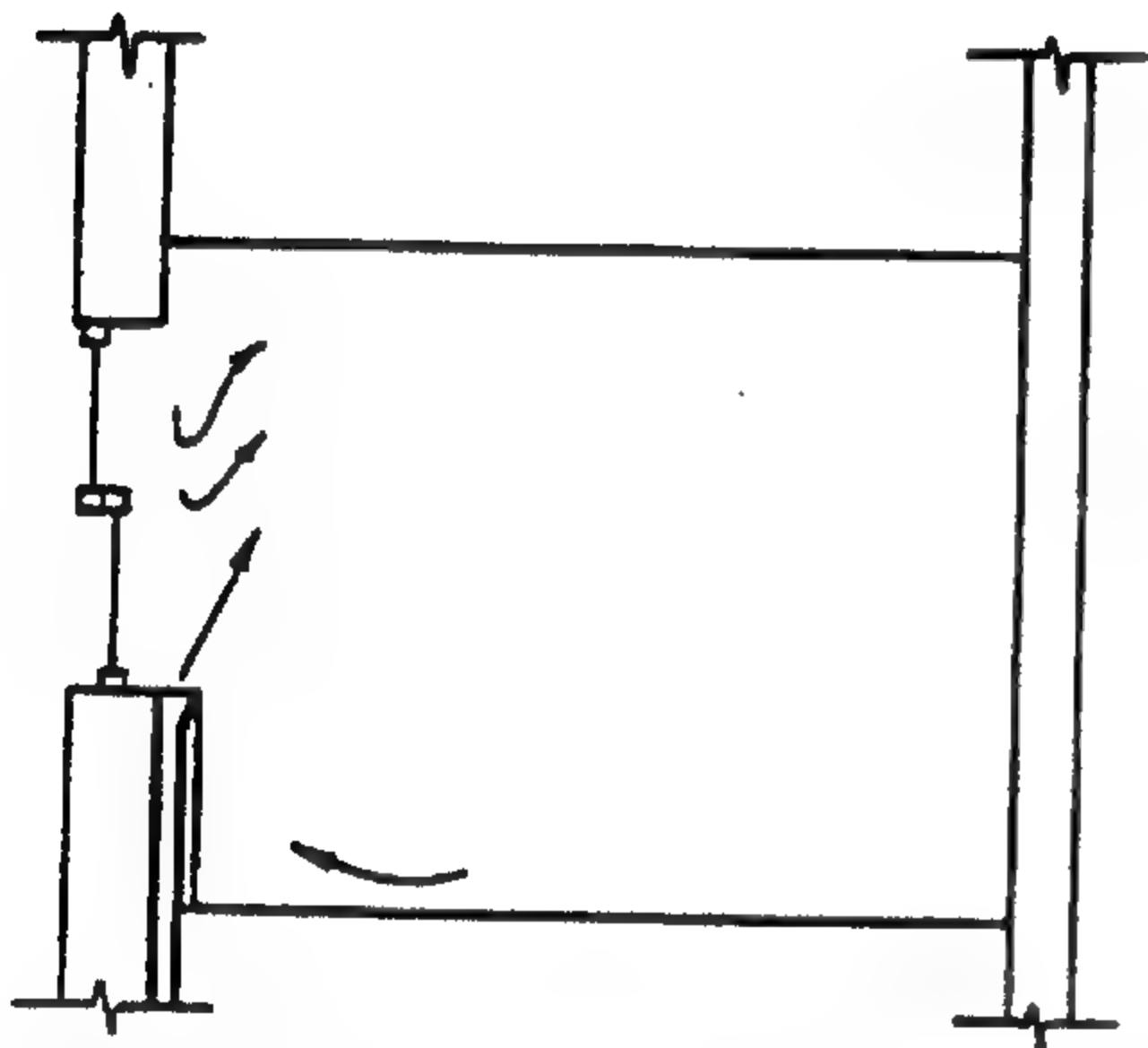
## 10.4 أنواع منافذ الهواء 10.4 Types of Air Outlets

هناك أنواع وأشكال مختلفة من نوافذ الهواء كما سبق وذكرنا بعضها في Fig 10.10 فإذا اخترنا الأنواع المناسبة منها لكل مكان وقمنا بتركيبها بالطرق الصحيحة فإننا بذلك نضمن الحصول على عملية توزيع هواء منتظمة داخل الأماكن المكيفة . هناك ثلاث أنواع رئيسية من منافذ الهواء هي :-

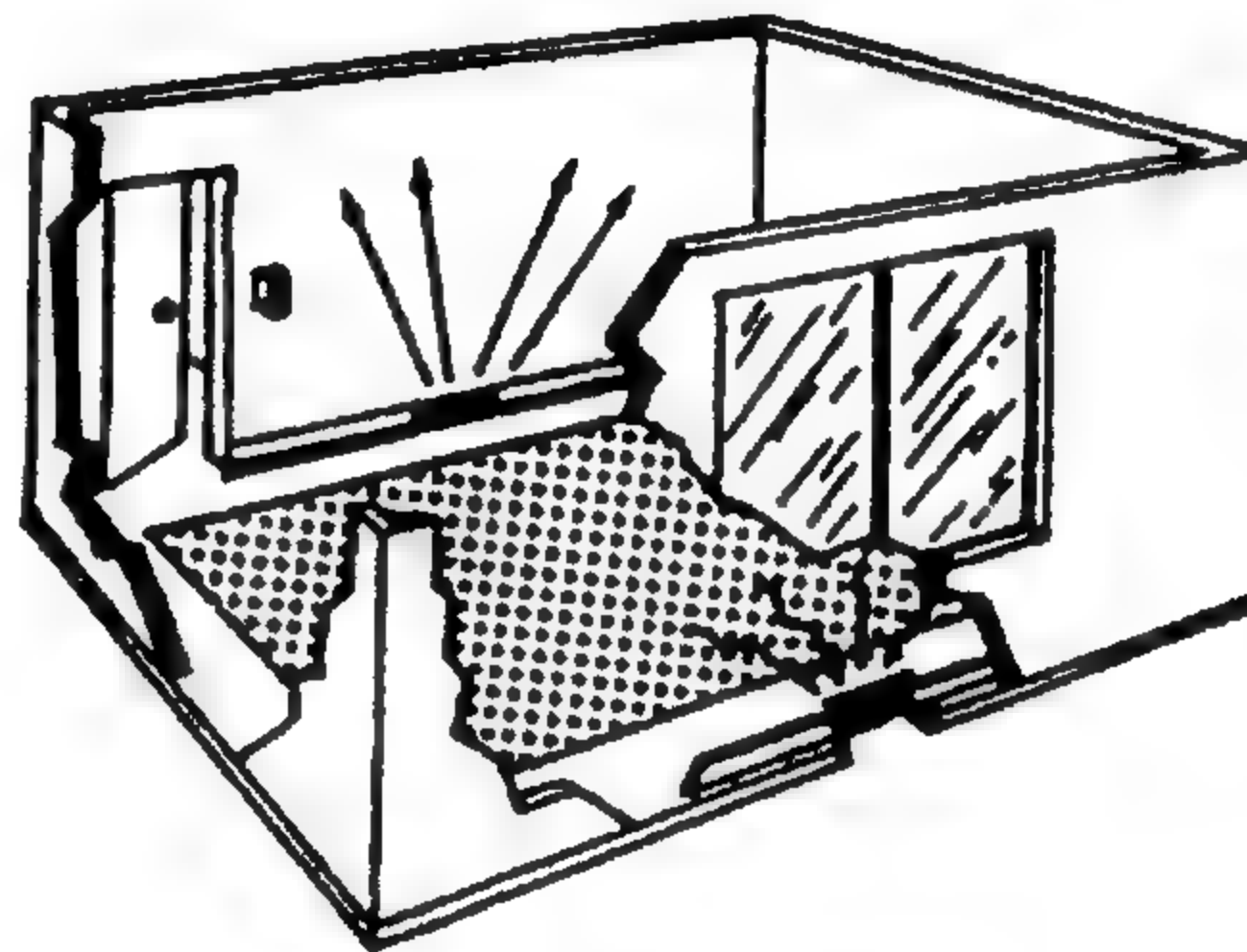
1- **موزعات الهواء ذات الريش : جيريل ومستقبل ( Grilles and Registers )** هذا النوع من المنافذ يتكون من إطار ثابت مركب عليه مجموعة من الريش المتوازية قد تكون أفقية أو



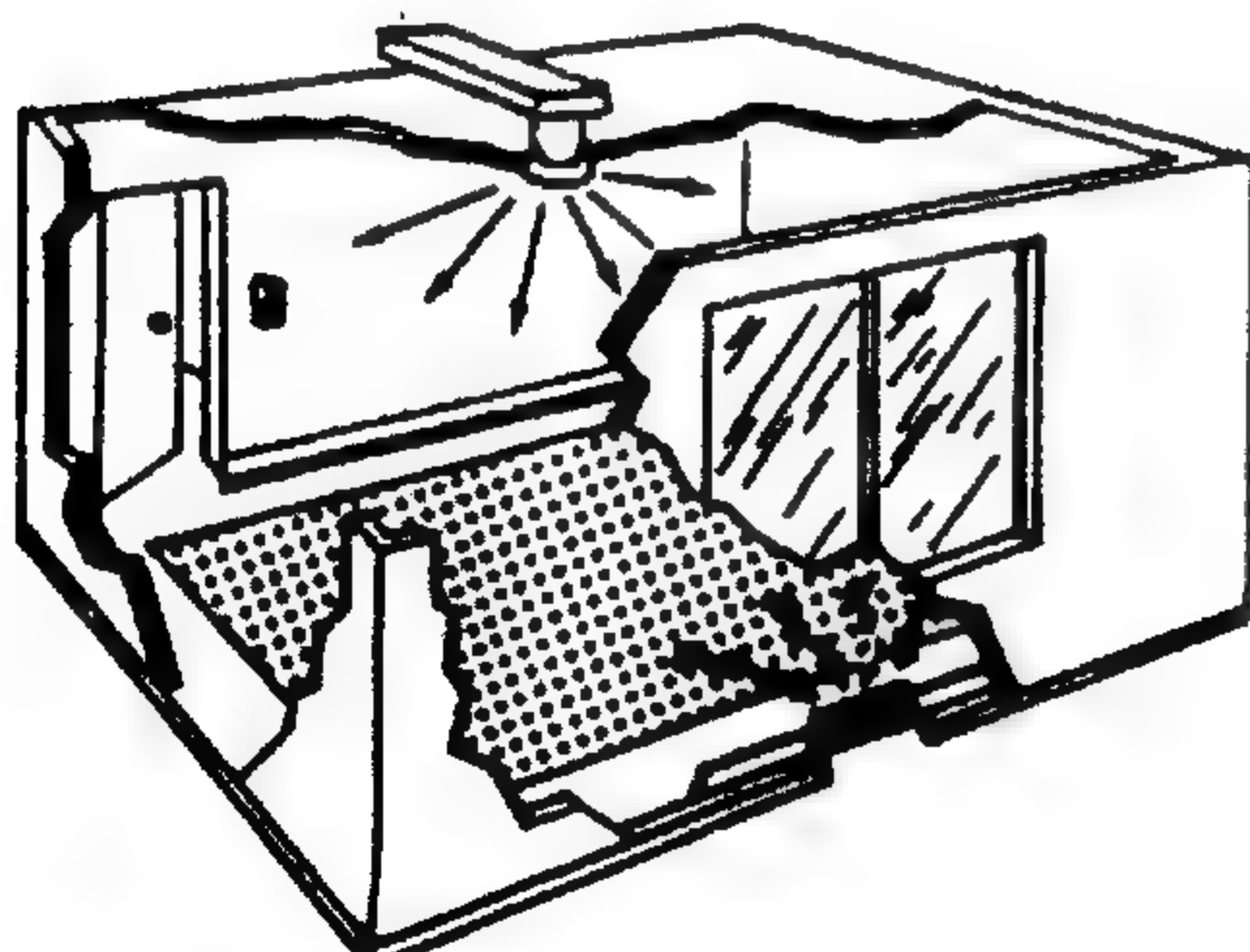
*Figure 10.5 Examples of outlet possible locations*



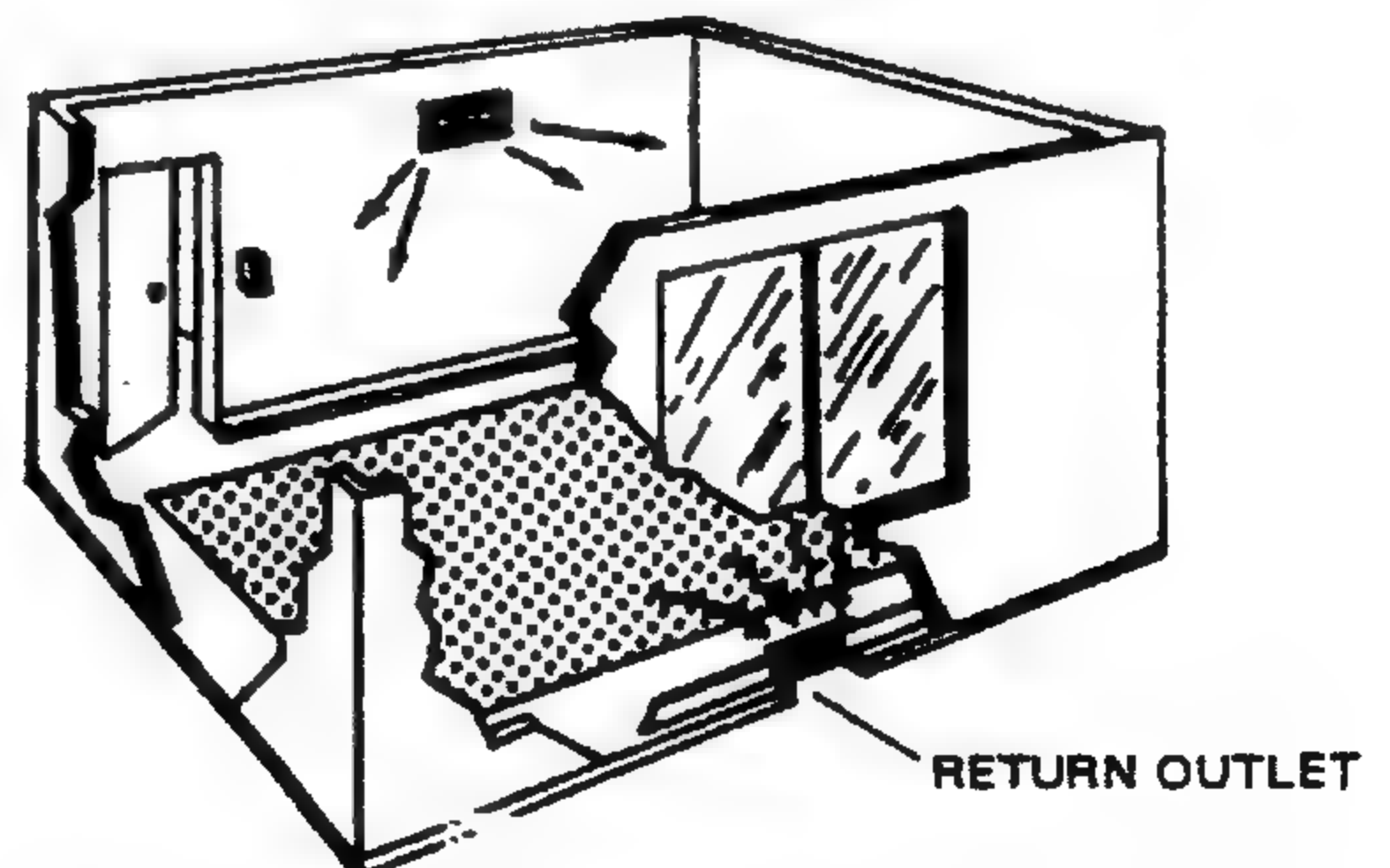
*Figure 10.6 Windowsill location of outlet*



*Figure 10.7 Base board supply & return*



*Figure 10.8 Overhead distribution*



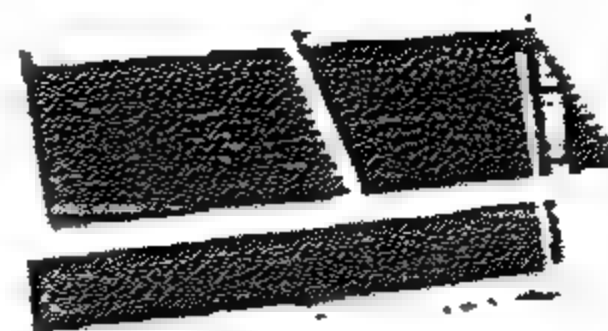
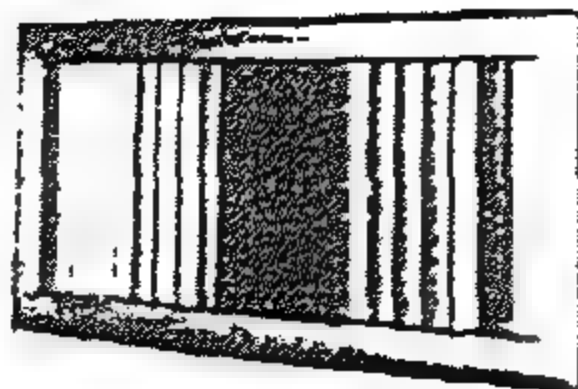
*Figure 10.9 High side- wall outlet location*



#### Grilles & Registers

Model DG & DR

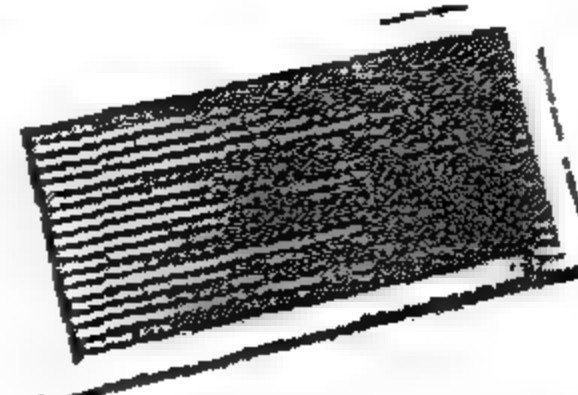
- Single or double deflection.
- Aerofoil blades.
- Optional O.B.D.
- Adjustable / fixed blades.
- Wide variety of sizes.



#### Access door

Model DGH - 14H

- Hinged double frame
- Filter optional.



#### Door Grille

Model DDR - 200

- V blades, double frame
- Various sizes.
- Easy fixing.



#### Linear slot diffuser

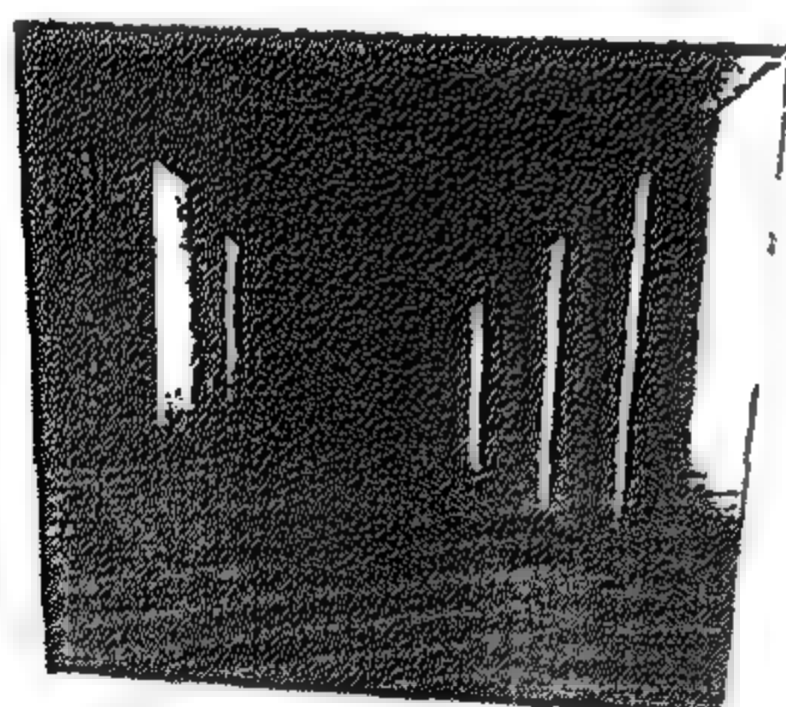
Model DLD - C (S.R)

- Adjustable pattern deflector.
- Choice of 1 up to 8 slots.
- Supply or return.
- Various lengths.



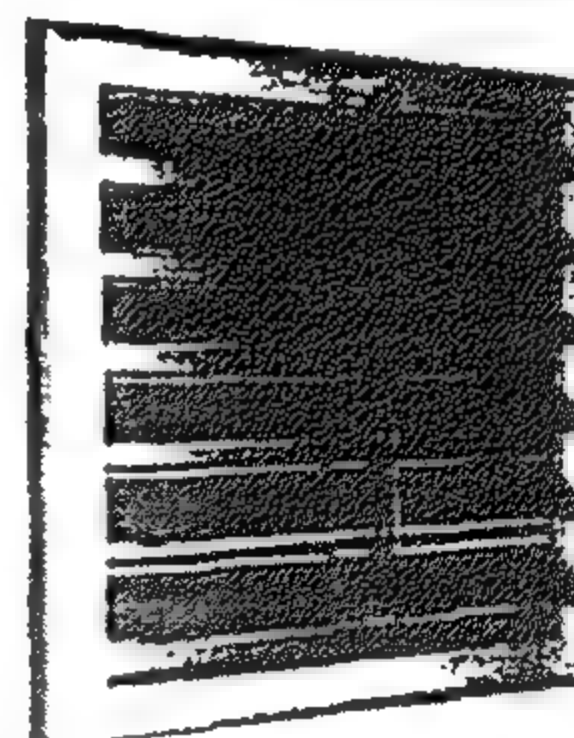
#### Louvers

- Outdoor mounting.
- Robust fixed blades.
- Available C / W Filter damper and / or bird s
- Various sizes.



#### Square Diffuser

- Removable core
- Concealed fixing.
- 1, 2, 3 & 4 way.
- Supply & return.
- Round Neck optional.
- Equalizing Grid optional.
- Coloured finish.



#### Pressure Relief Louver

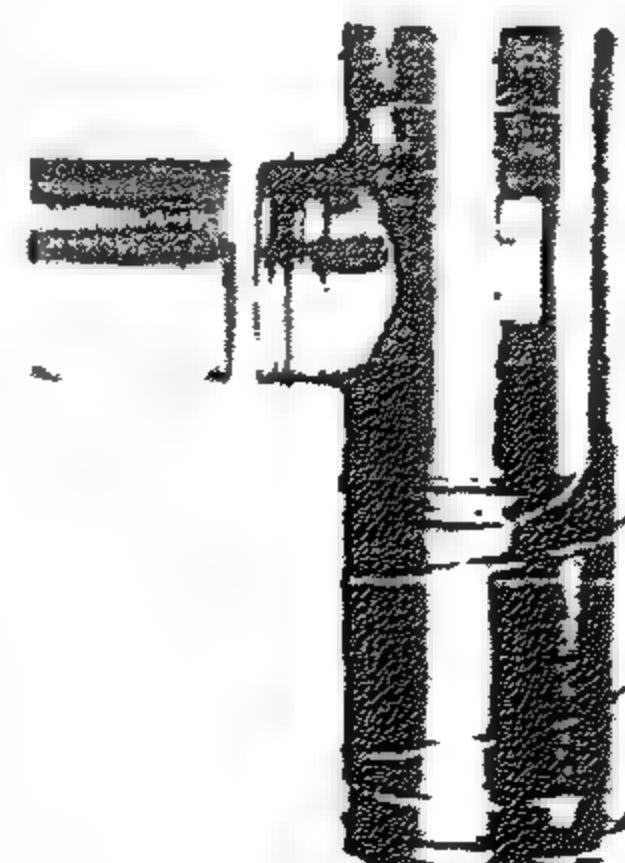
- Outdoor mounting.
- Gravity shutter.
- Various sizes.
- Optional filter and / or screen.



#### Round Diffusers

Model DD - 7

- Removable core.
- Flush mounted.
- High throw and low pressure drop.
- Supply or return.

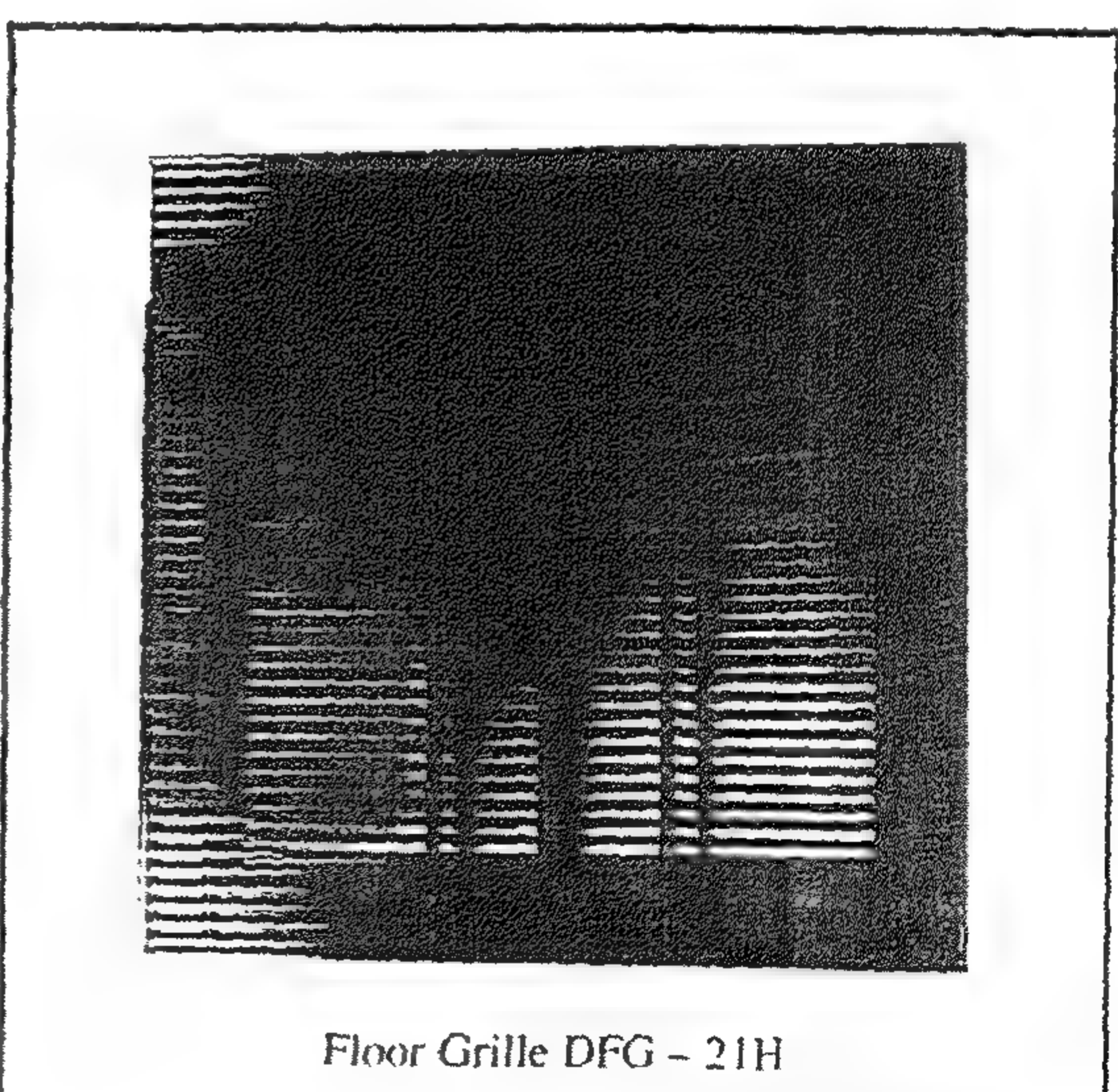
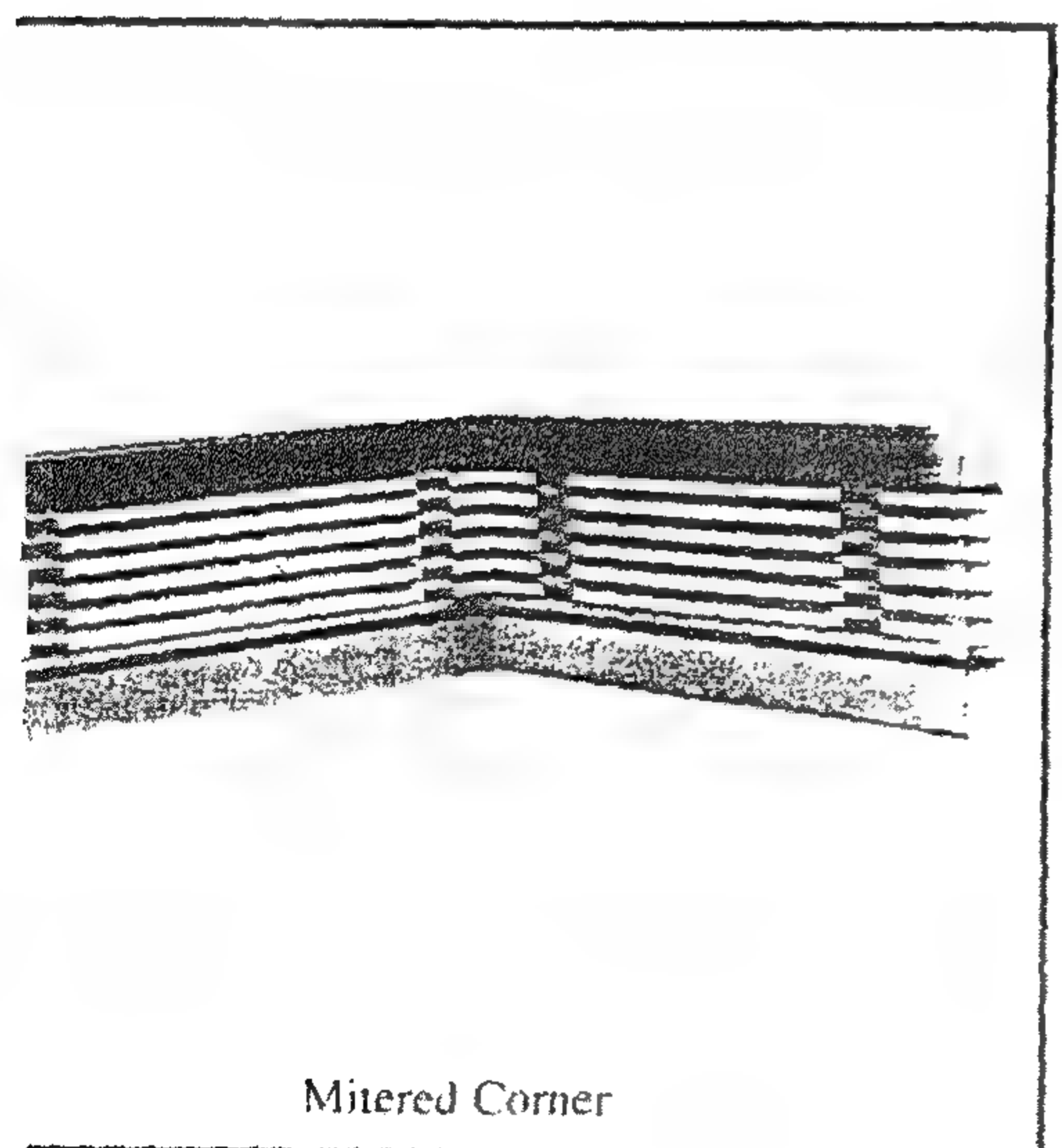
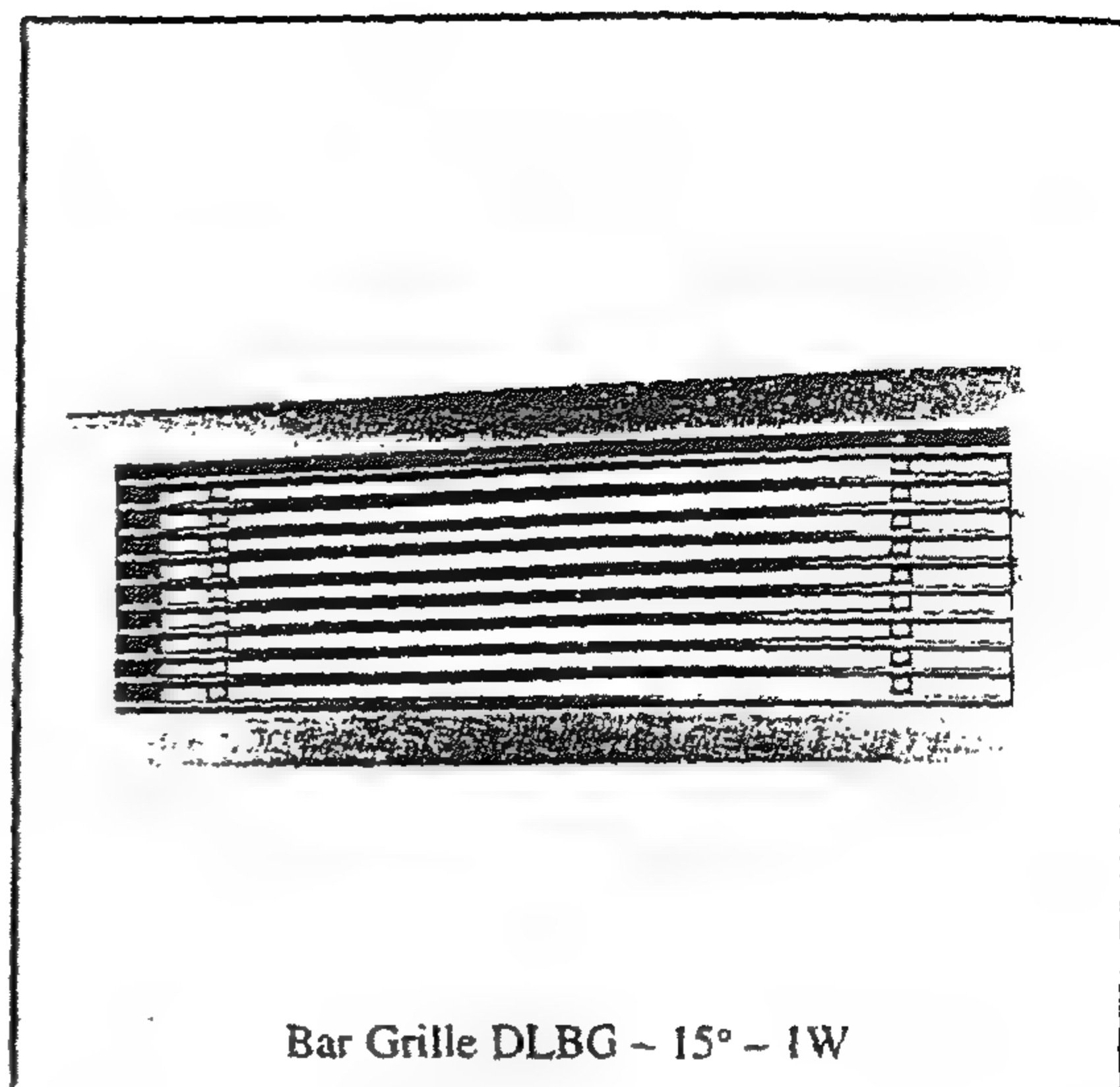
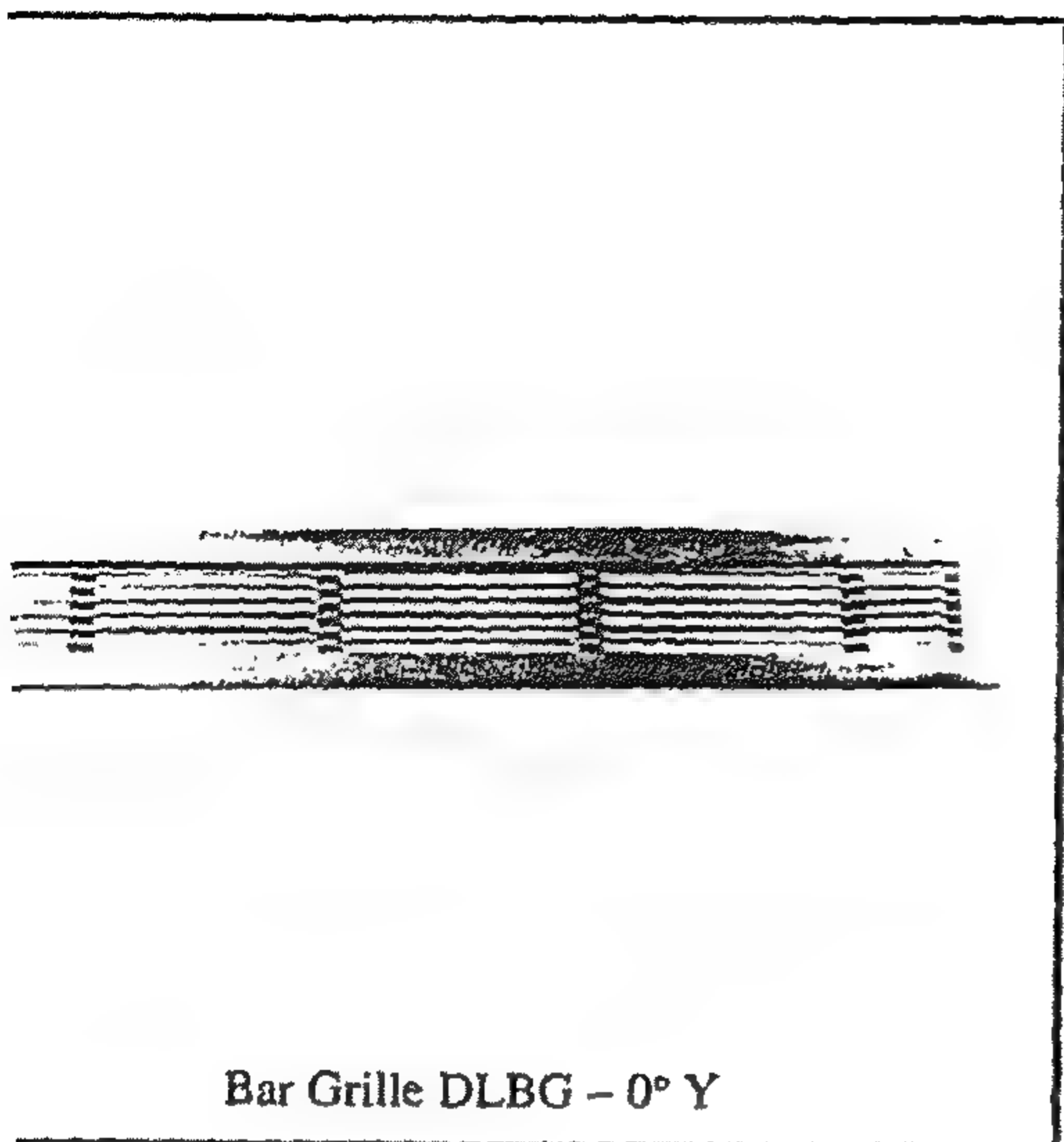


#### Spiral ducting system

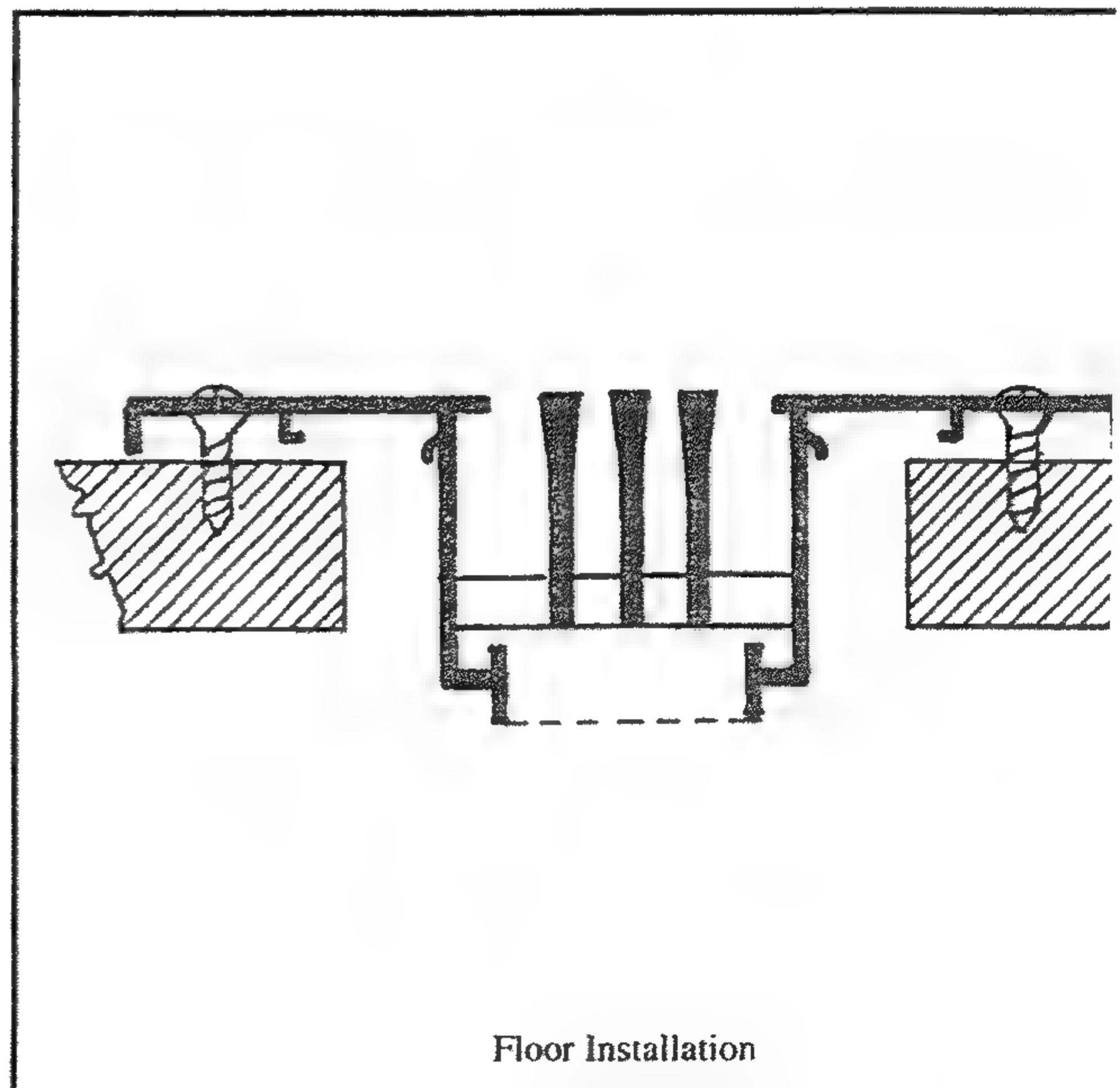
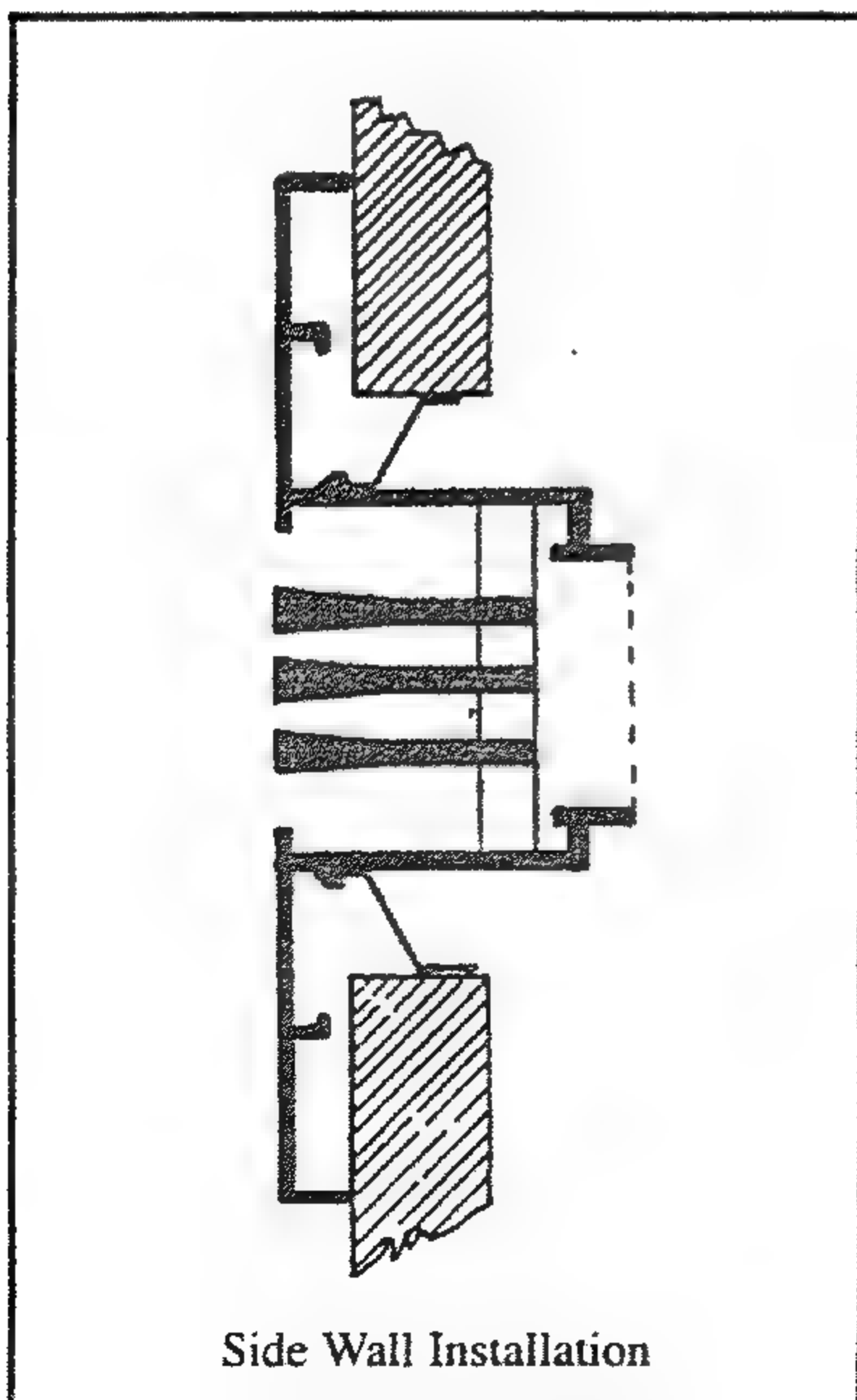
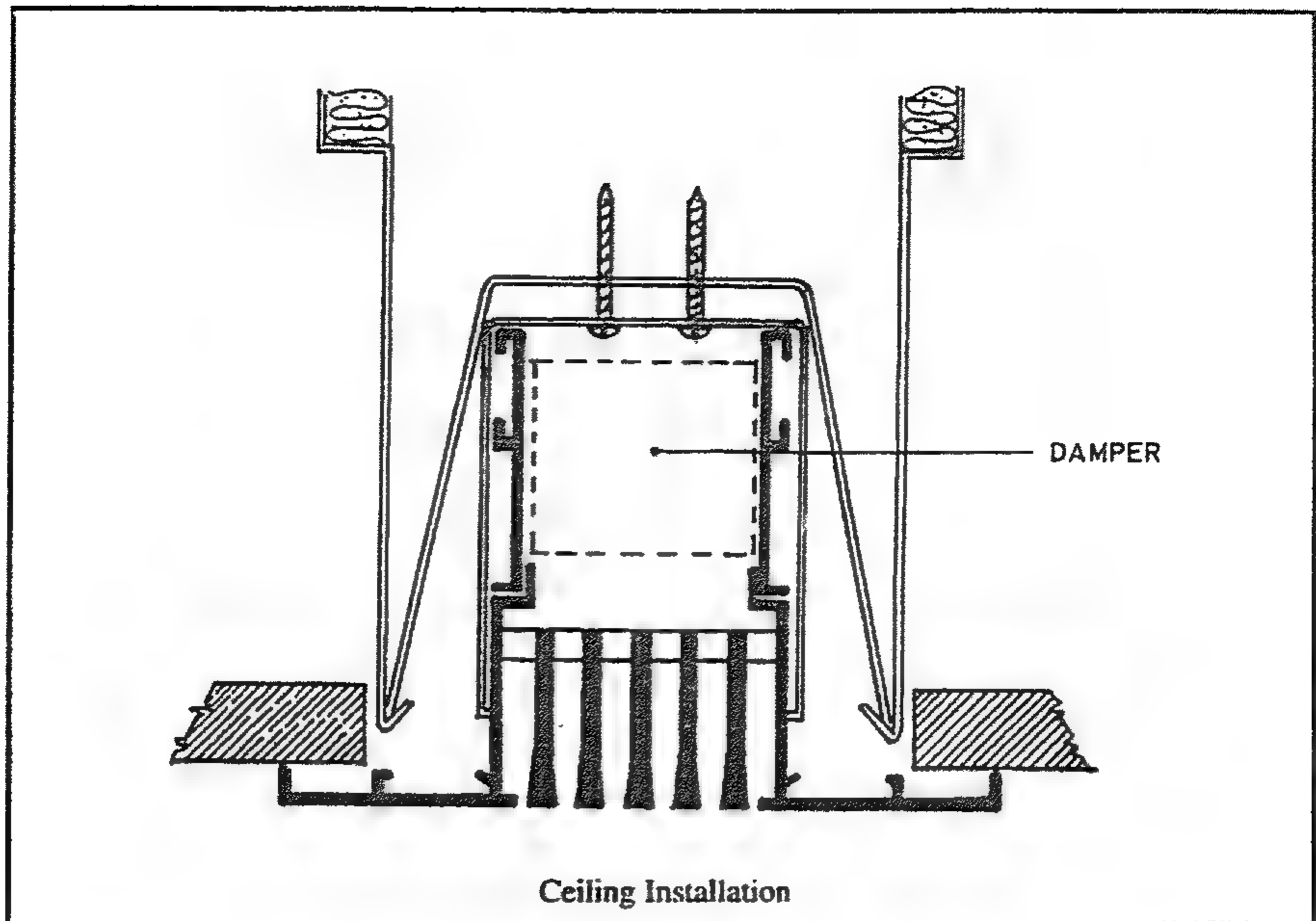
- Galvanized steel sheath
- Lock formed seal.
- Low pressure drop.
- Various sizes up to 1
- Fitting with rubber s
- Easy installation.

Figure 10.10 Diffuser types



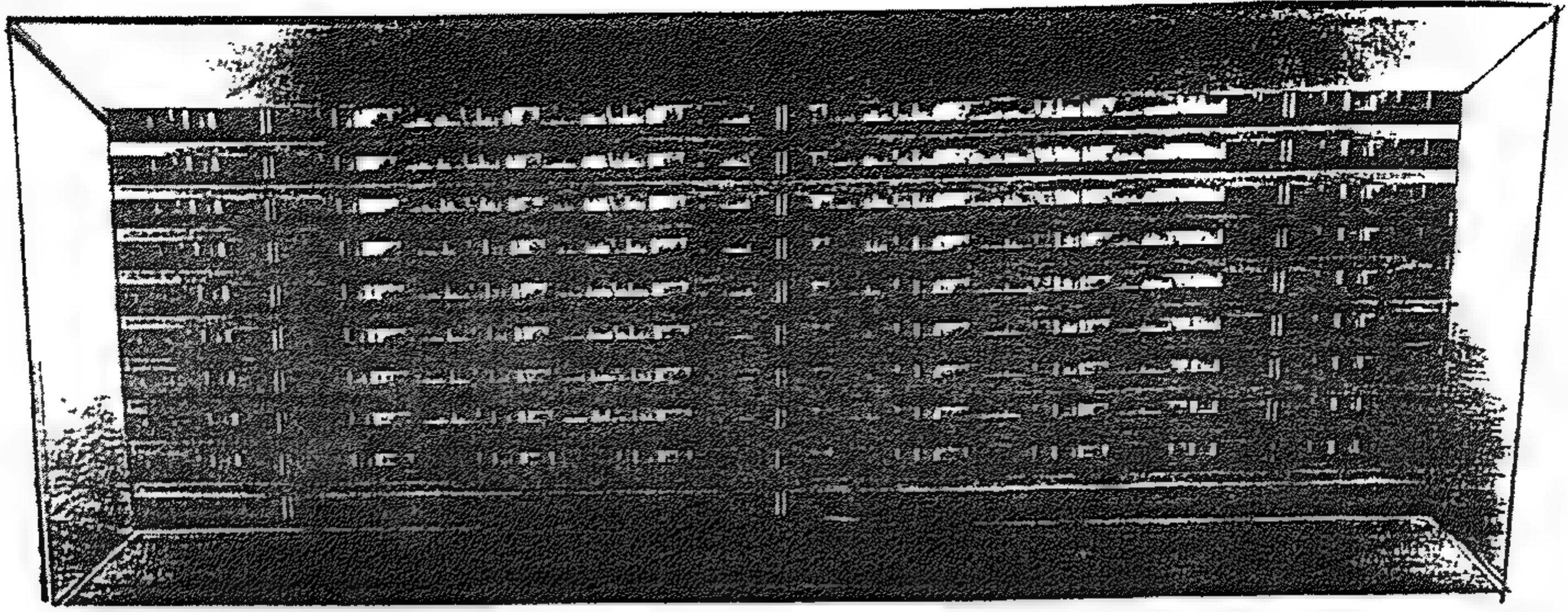


*Figure 10.11 Types of Grilles*

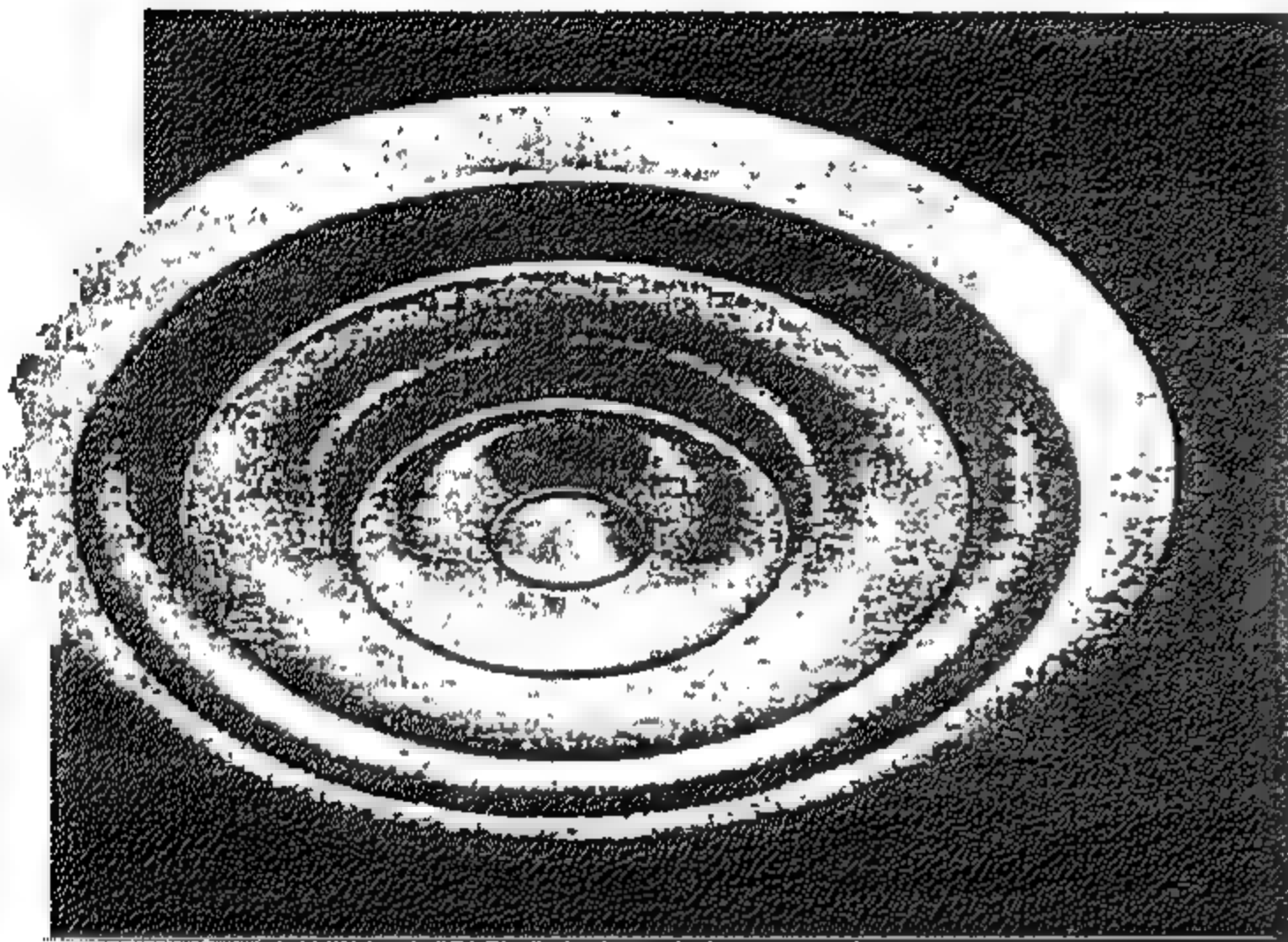


*Figure 10.12 Installation of grille registers for location of ceiling, side-wall and floor.*

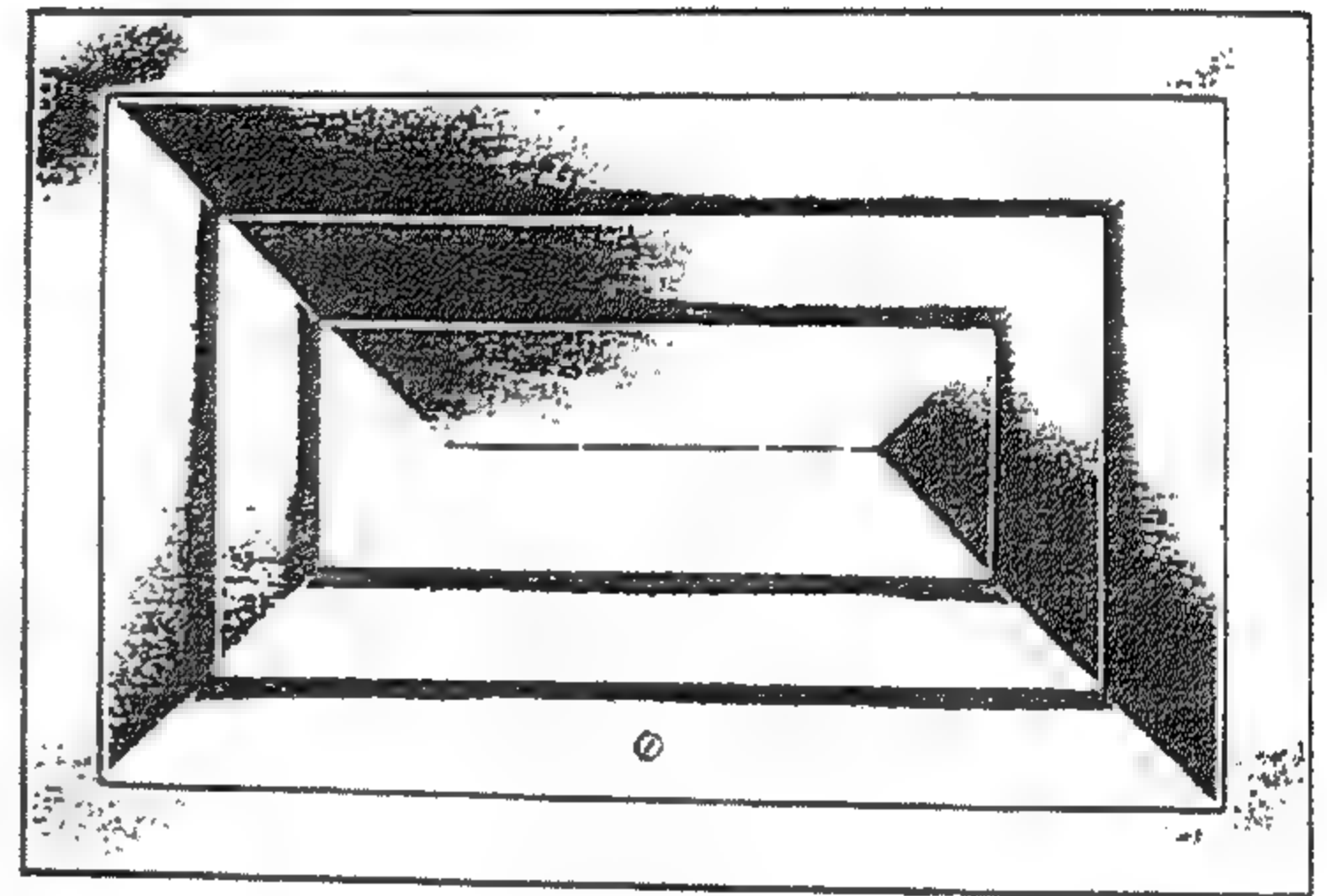




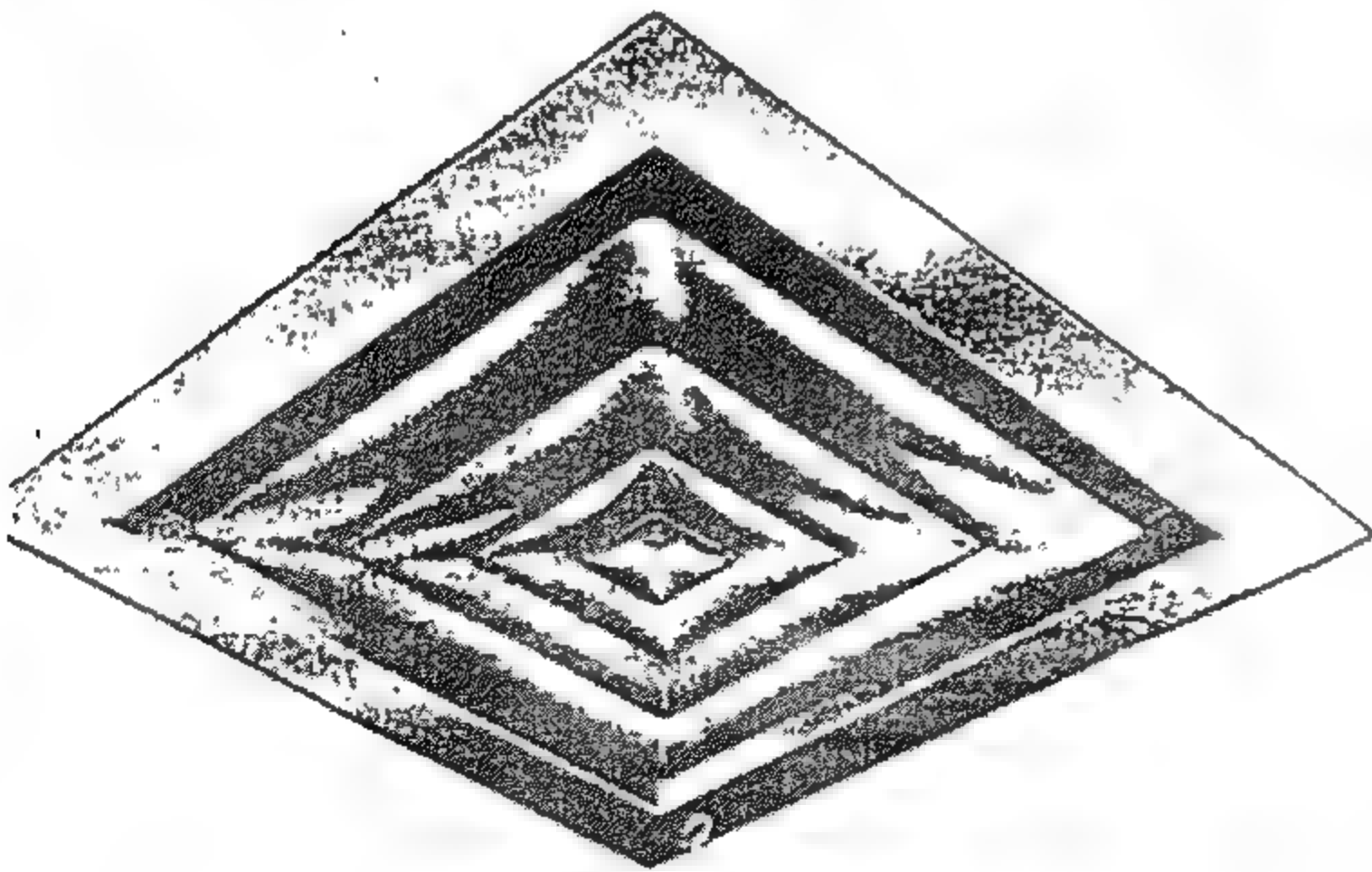
*Figure 10.13 Floor register*



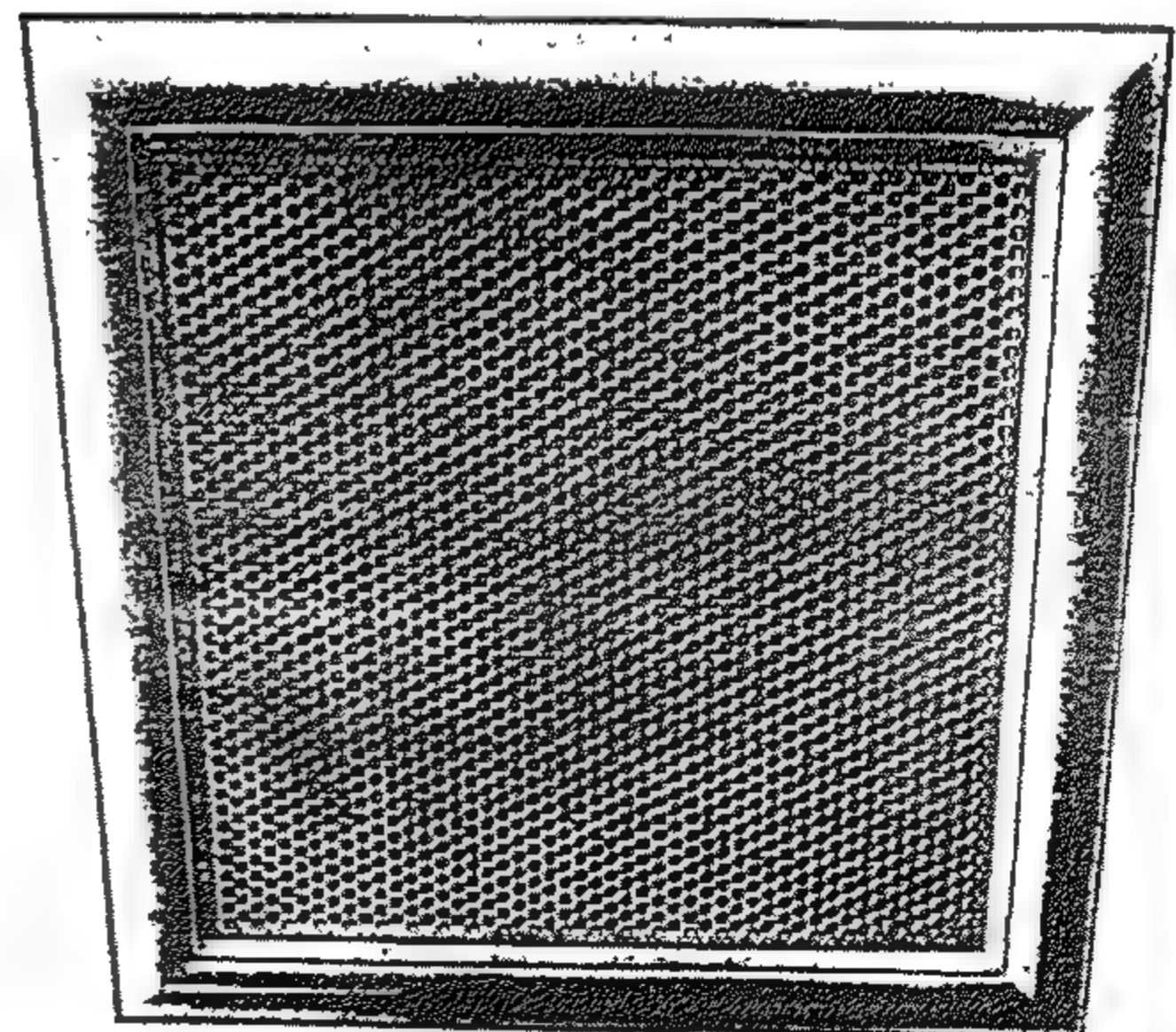
(a)



(c)



(b)

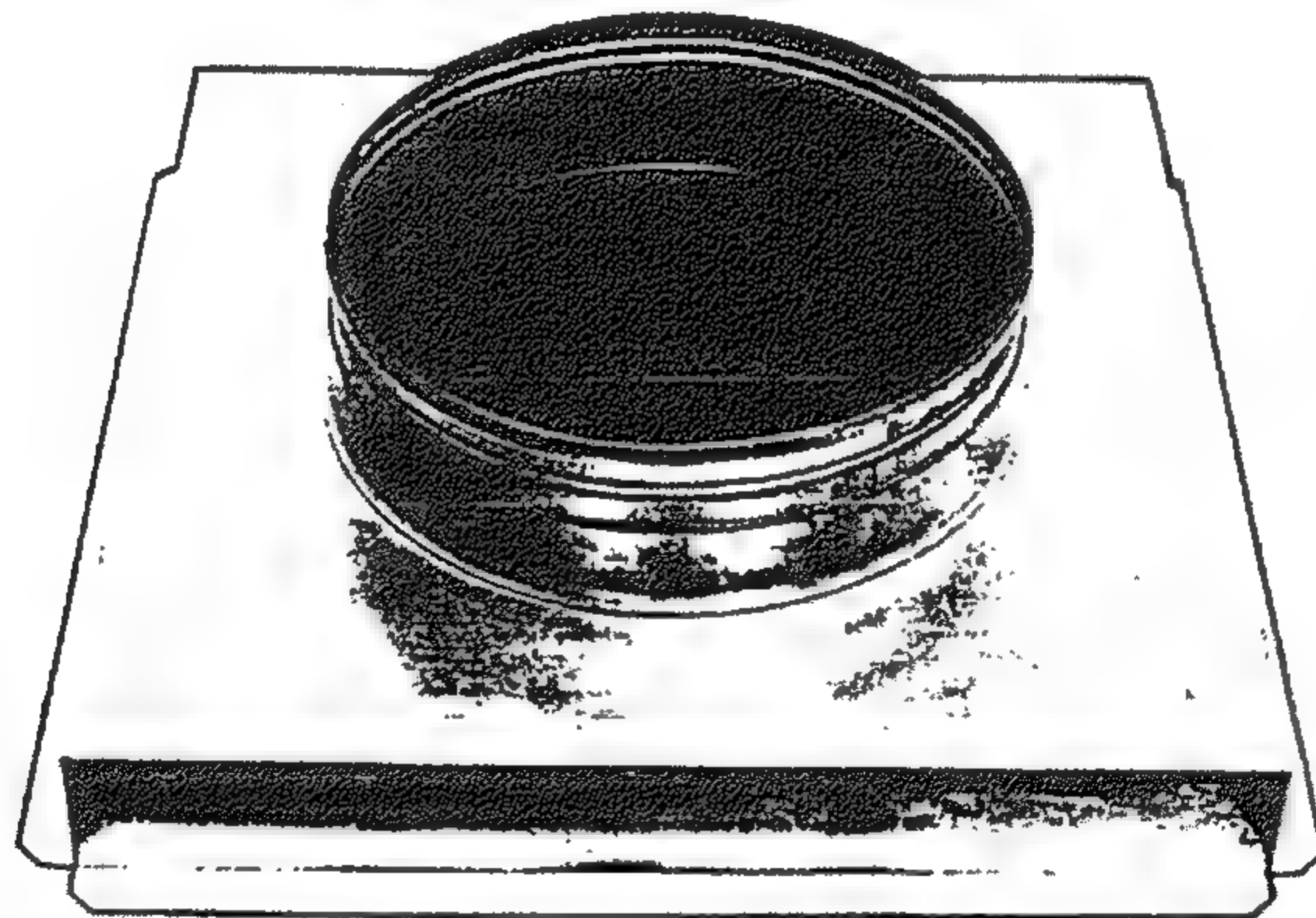


(d)

*Figure 10.14 Types of ceiling diffusers, (a): Round, (b): Square, (c): Directional , (d) Perforated plate.*

راسية أو الاثنان معا. بعض أشكال هذه المنافذ مبينة في Fig 10.11 الريش تقوم بوظيفة عكس حركة الهواء في الاتجاه المطلوب. هذه الريش قد تكون ثابتة أو يمكن ضغط زوايا انحرافها هذه المنافذ تسمى بالجيريلات Grilles . هذه الجيريلات يمكن تركيبها إما في السقف أو الحائط الجانبي أو في الارضيات كما هو مبين في Fig 10.12. المستقبل أو Register هو أساسا جيريل مركب خلفه مجموعة أخرى من الريش المتقابلة Opposed تفتح كليا أو جزئيا للتحكم في كمية الهواء كما هو موضح في Fig 10.13 وتستخدم المستقبلات والجيريلات في توزيع الهواء البارد والدافئ وكذلك في التهوية .

2- منافذ سقفية Ceiling Diffuser هو النوع الشائع من موزعات الهواء التي تركيب في السقف وهي عبارة عن مجموعة من الحلقات أو ريش بفتحات للتهوية متصلة ببعضها Fig 10.14 قد تأخذ الشكل الدائري Round أو مربع Square و مستطيل أو اتجاهي Directional أو في شكل لوح مثقوب Perforated ويركب على مسلك التوزيع بواسطة وصله هوائية Adaptor Fig 10.15.



Square to Round Adaptor - AD

*Figure 10.15 Square to Round Adapter*



الهواء الخارج من هذه النواشر يخرج بسرعة عالية لا تسبب تيارات هوائية ضارة حيث أن الحلقات أو الريش تعمل على سحب هواء المكان وتخلطه مع الهواء الخارج من هذا النوع من الموزعات فيخرج الهواء بعد خلطه بسرعة اقل .

هذا النوع من النواشر يصلح في حالتي التدفئة والتبريد لكل من هواء التغذية والهواء الراجع. وقد يستخدم للتغذية والهواء الراجع معا حيث يصنع نوع من الموزعات تحتوي على ست حلقات دائرية أو ريش بفتحات: الثلاث الخارجية منها تعمل لتوزيع الهواء وتوصل بمسلك التغذية والثلاث الداخلية تعمل كمنافذ للهواء الراجع وتوصل بمسلك الهواء الراجع .

3- منافذ خطية مشقوفة Slot straight ( linear ) diffusers توجد أنواع حديثة من موزعات الهواء تتركب بالسقف أو الحوائط الجانبية تصنع في شكل شريط قد يأخذ شكل الخط المستقيم أو المنحني أو T أو شكل سداسي وغيرها Fig 10.16 . وهذه الموزعات قد يكون بها مخرج في صورة شقوق Slots ، احادية، ثنائية أو ثلاثية . وتتركب في السقف أو الحائط الجانبي وتوصل بمسلك التغذية كما هو موضح في Fig 10.17.

## 10.5 الضوضاء في معدات توزيع الهواء

### 10.5 Noise in Air - Distribution Devices

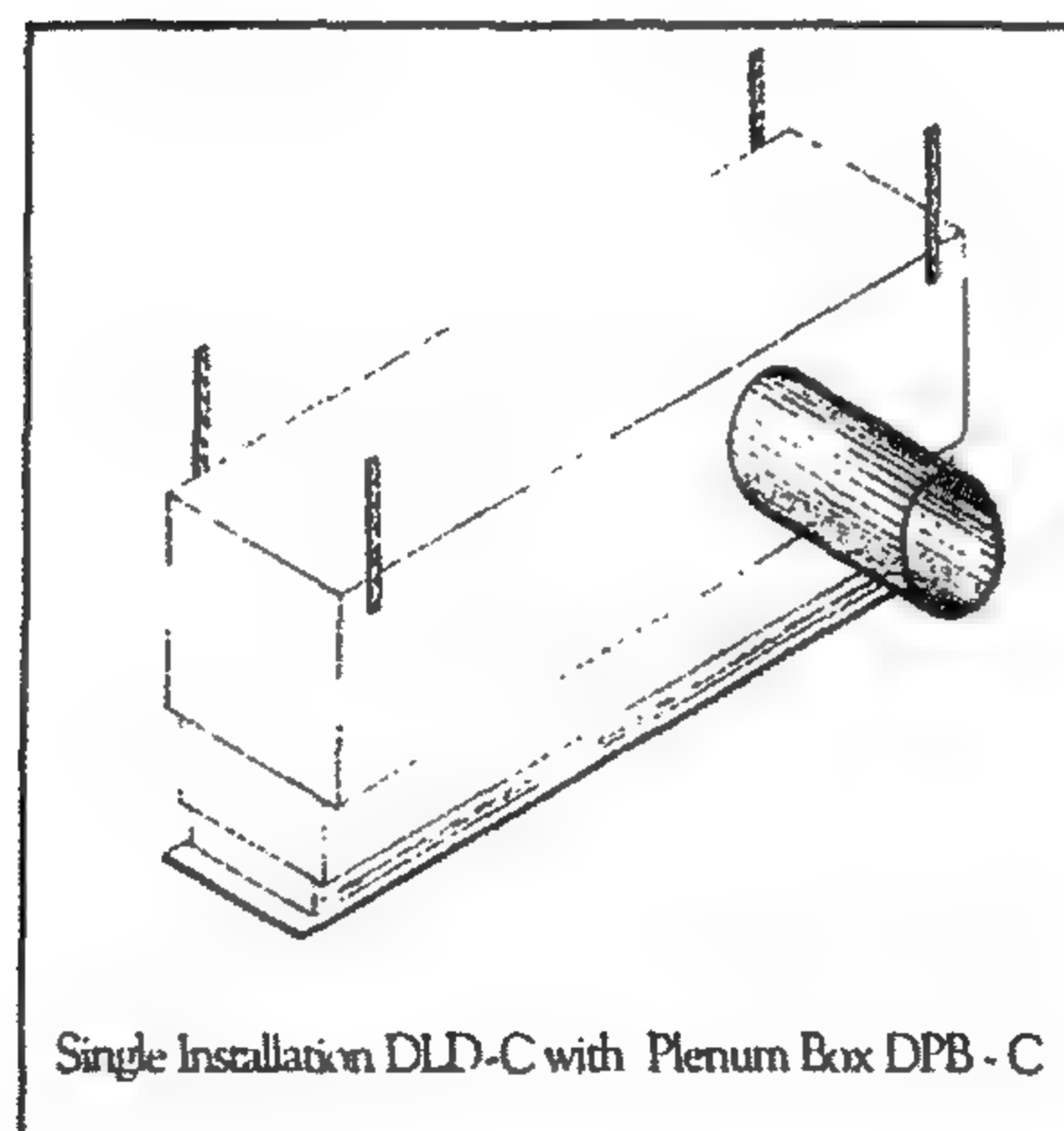
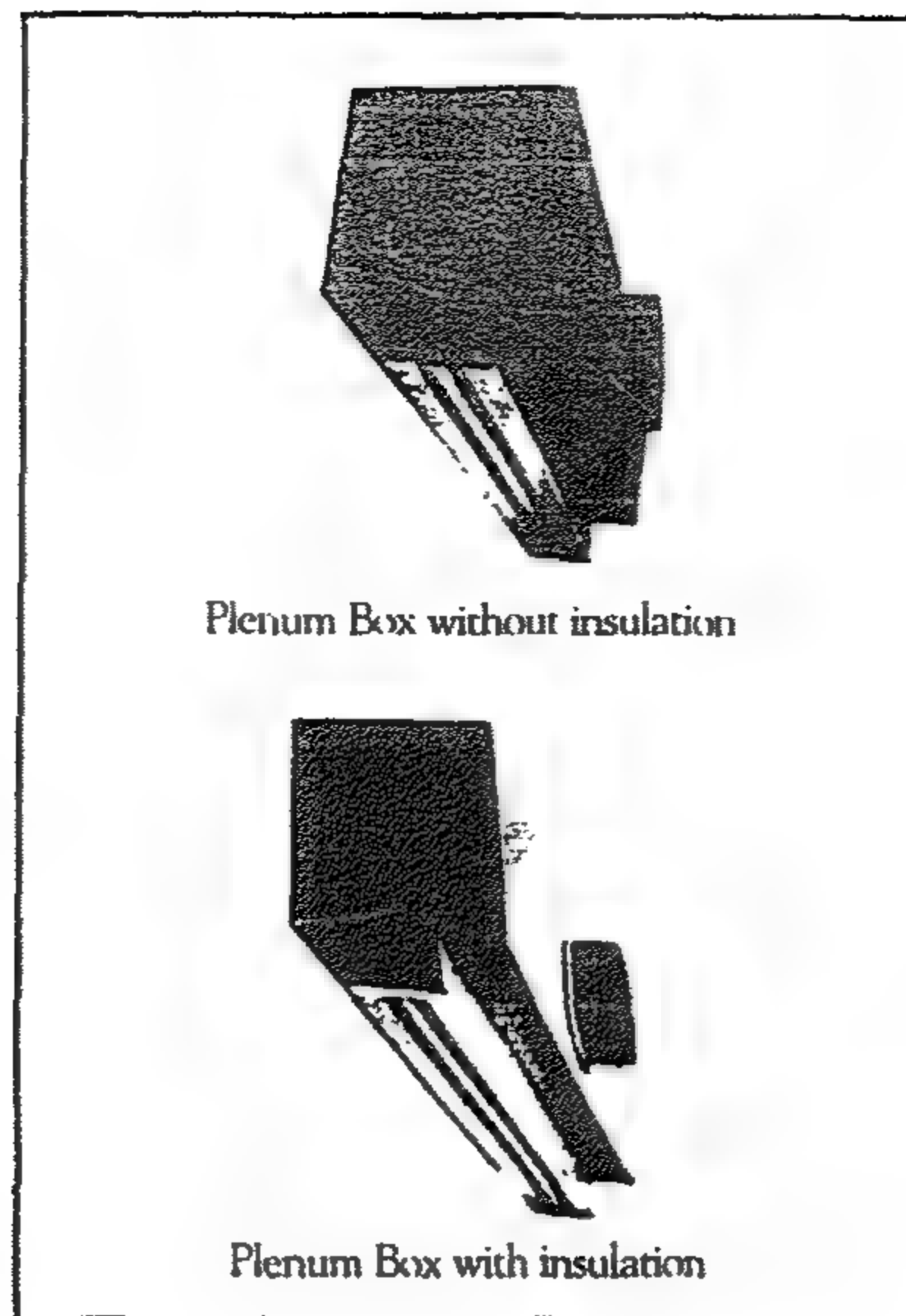
الضوضاء ( Noise ) من الاعتبارات الأساسية التي تؤخذ عند اختيار منافذ توزيع الهواء . حيث أن مقداراً من الصوت ينشأ عند خروج تيار الهواء من الموزعات. هذا الصوت يتناسب مع سرعته . إذا كان مستوى الضوضاء المتولدة أكبر من مستوى الضوضاء المحيطة فإن ذلك يكون غير مقبولا لذلك فقد تم وضع معيار للضوضاء (NC) Noise criteria ويقاس بالديسيبل d B . هذا المعيار يمكن الحصول عليه من Table 10.1 للأماكن المختلفة .

## 10.6 اختيار منافذ الهواء

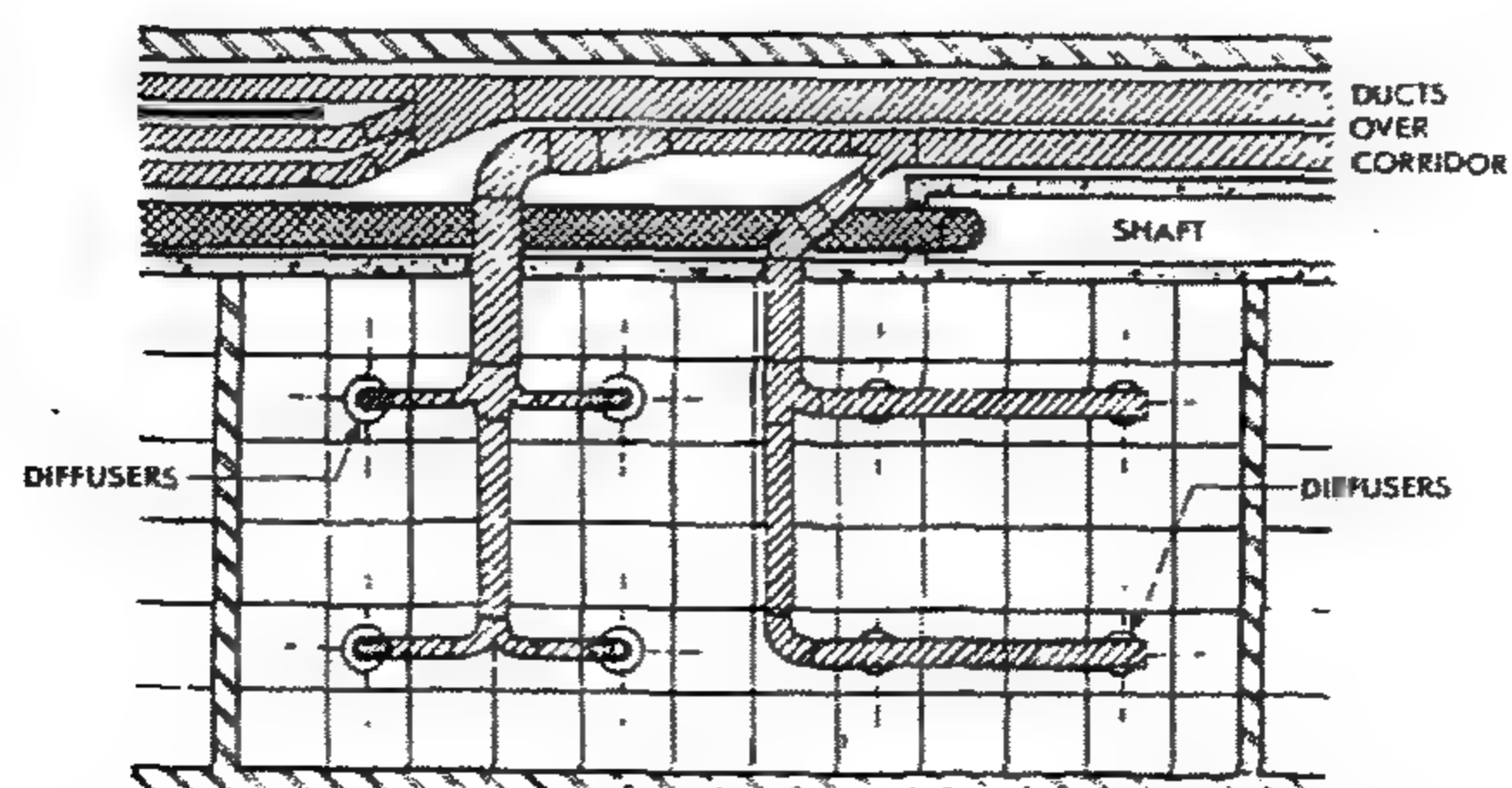
### 10.6 Selection of Air Outlets

عند اختيار منافذ التهوية يجب الأخذ في الاعتبار العوامل الآتية :-

- 1- المتطلبات الجمالية ( المعمارية ) Architectural requirements . حيث مهندس الديكور يريد أن يظهر المكان بمظهر معين - هذا قد يتطلب الاستشارة معه لتحديد شكل ومكان تركيب المنافذ لتحقيق الهدفين المظهر الجمالي والتوزيع الجيد .

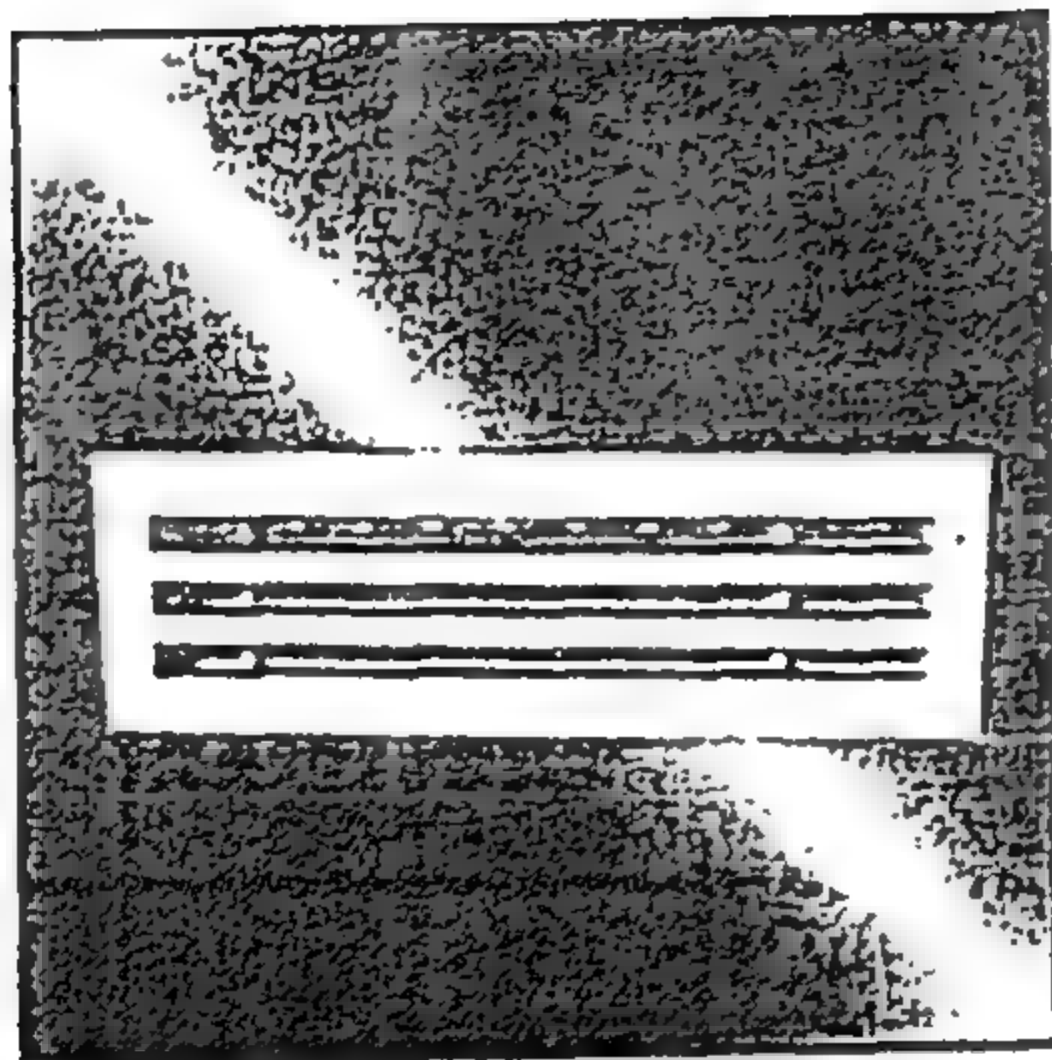


*Figure 10.17 Slot diffuser plenum box and installation*

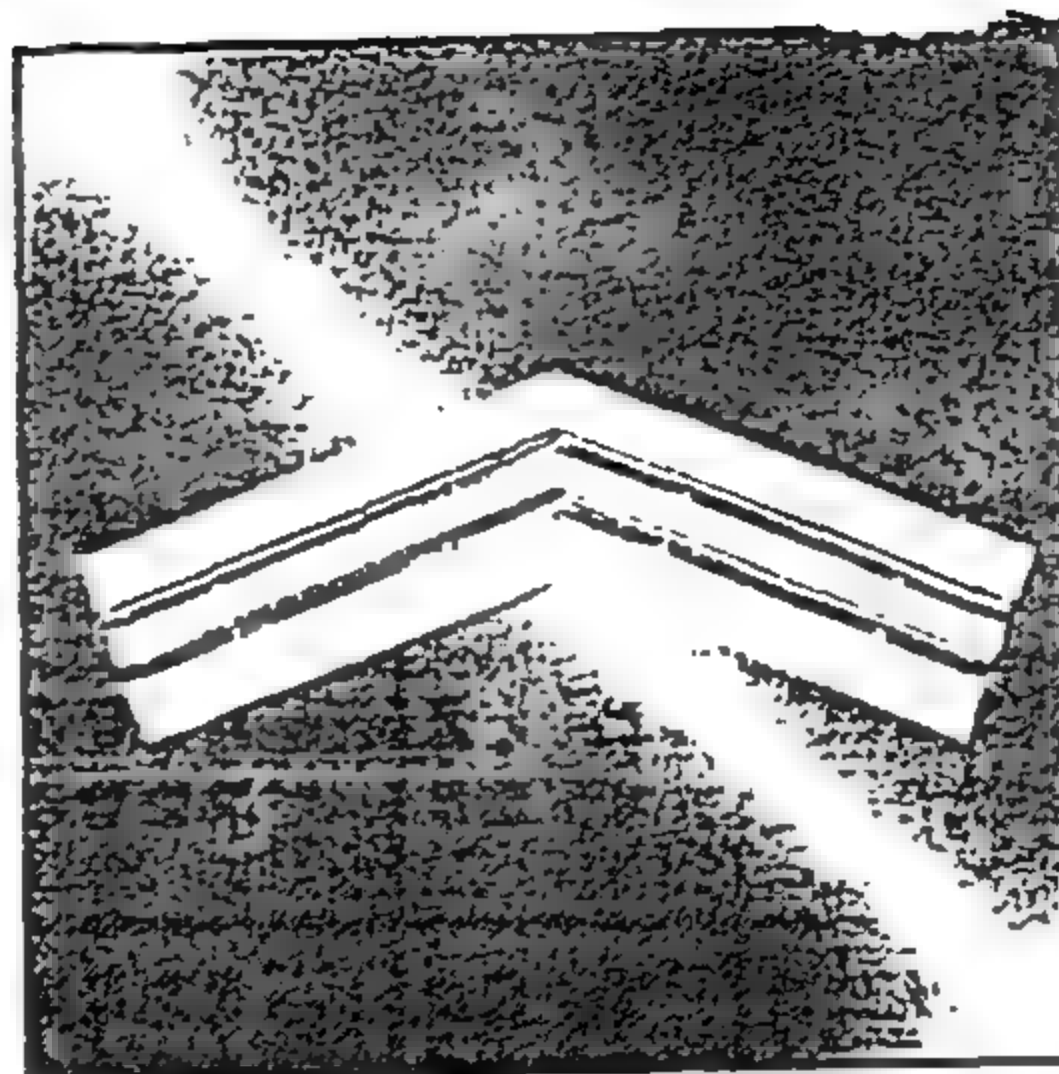


*Figure 10.18 Typical layout of ceiling diffusers*

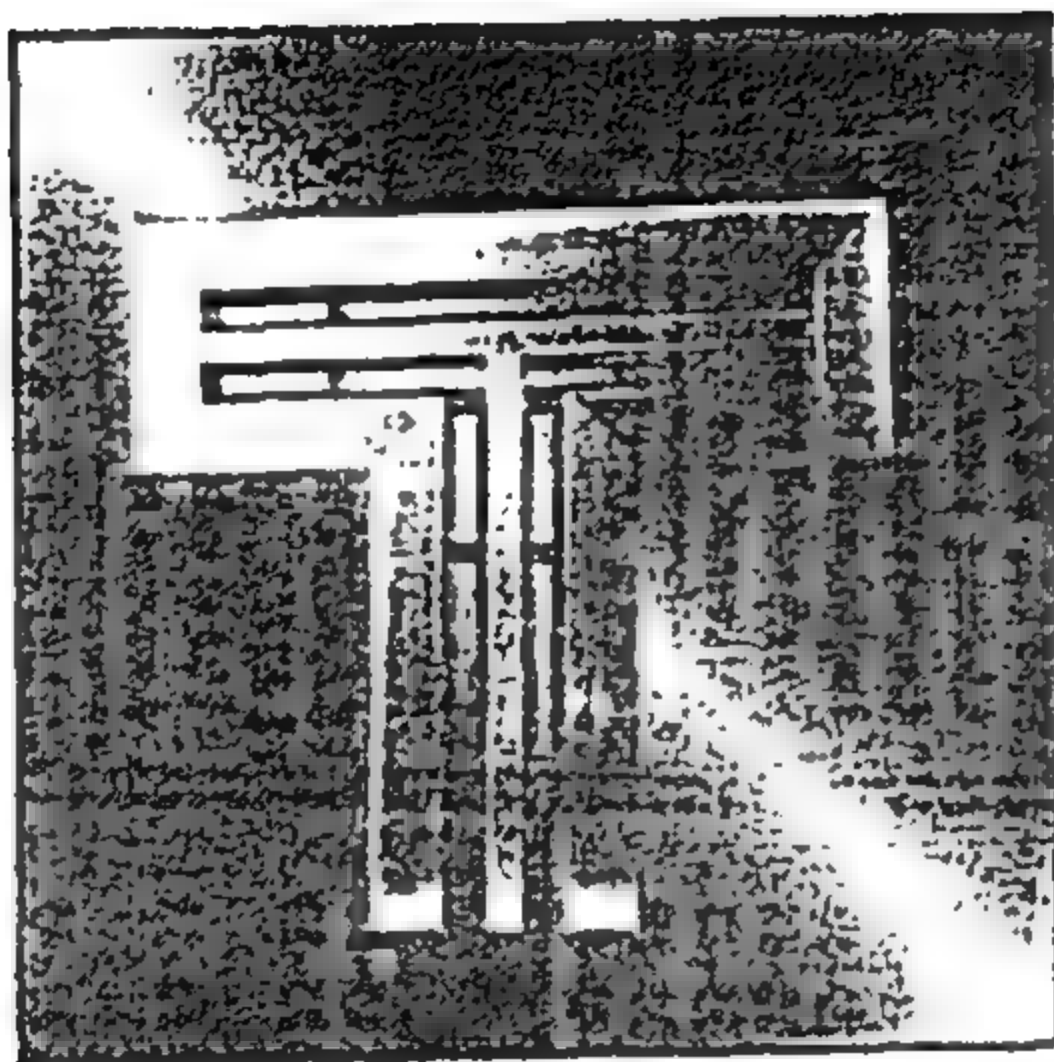
LINEAR SLOT  
DIFFUSER  
(3-Slots)



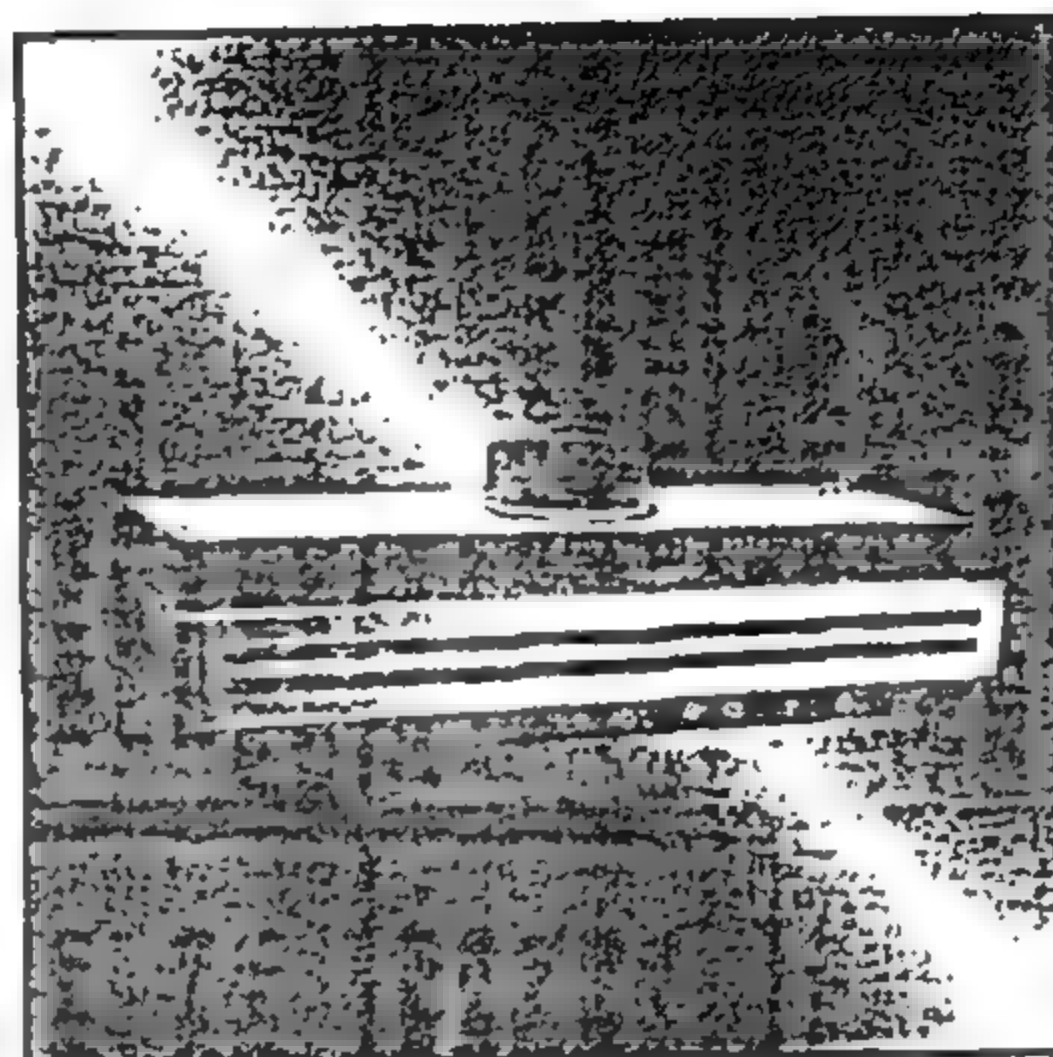
MITERED  
CORNER



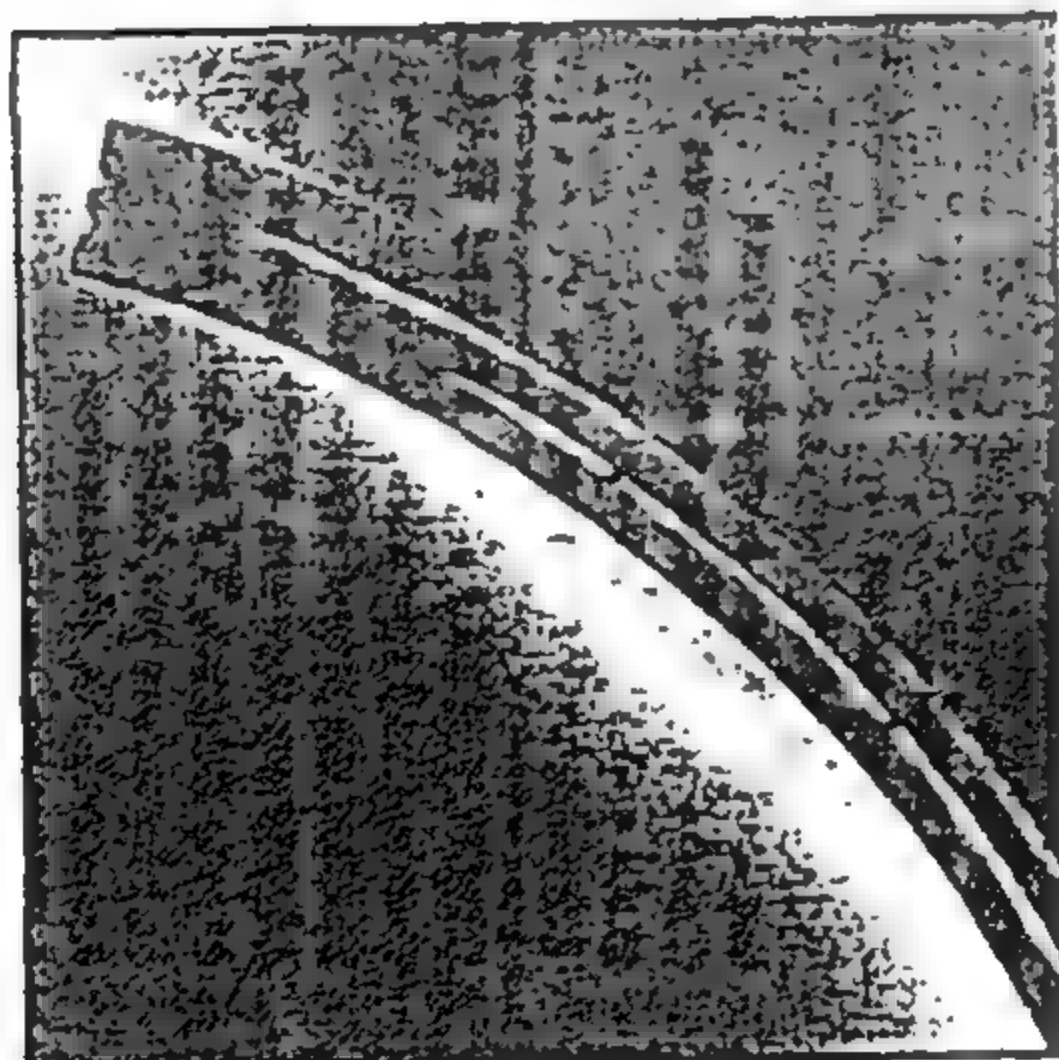
LINEAR SLOT  
DIFFUSER  
(T-Shape)



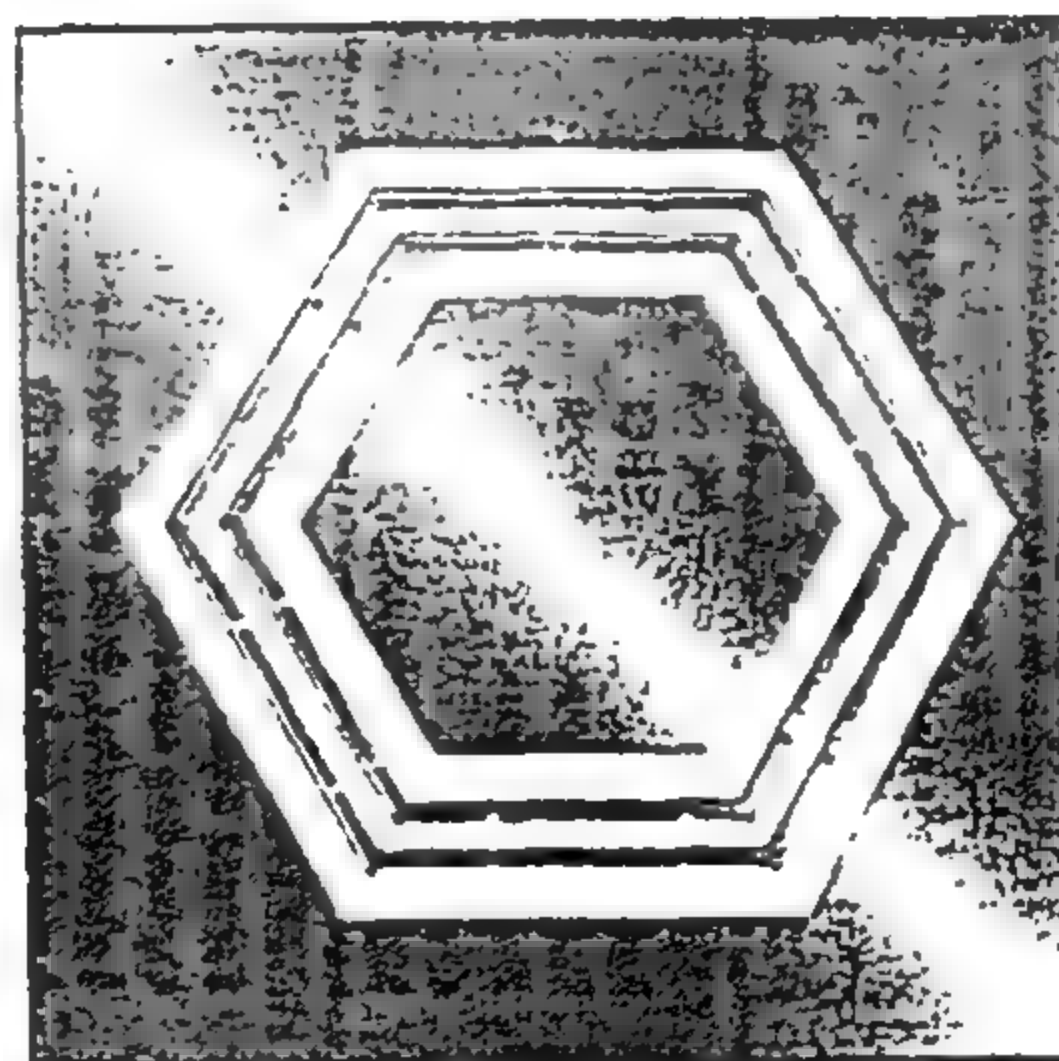
PLENUM  
BOX



CURVED SLOT  
DIFFUSER



LINEAR SLOT  
DIFFUSER  
(Octagonal Shape)



*Figure 10.16 Type of slot linear diffusers*



Table IV-1 *Typical Sound Level*

Type of Area	Range of A-Weighted Levels, Decibels	Range of NC Criteria Curves	Type of Area	Range of A-Weighted Levels, Decibels	Range of NC Criteria Curves
<b>RESIDENCES</b>			<b>CHURCHES AND SCHOOLS (Cont'd)</b>		
Private homes (rural and suburban)	25-35	20-30	Laboratories	40-50	35-45
Private homes (urban)	30-40	25-35	Recreation halls	40-55	35-50
Apartment houses, 2- and 3-family units	35-45	30-40	Corridors and halls	40-55	35-50
			Kitchens	45-55	40-50
<b>HOTELS</b>			<b>PUBLIC BUILDINGS</b>		
Individual rooms or suites	35-45	30-40	Public libraries, museums, court rooms	35-45	30-40
Ballrooms, banquet rooms	35-45	30-40	Post offices, general banking areas, lobbies	40-50	35-45
Halls and corridors, lobbies	40-50	35-45	Washrooms and toilets	45-55	40-50
Garages	45-55	40-50			
Kitchens and laundries	45-55	40-50	<b>RESTAURANTS, CAFETERIAS, LOUNGES</b>		
			Restaurants	40-50	35-45
<b>HOSPITALS AND CLINICS</b>			Cocktail lounges	40-55	35-50
Private rooms	30-40	25-35	Night clubs	40-50	35-45
Operating rooms, wards	35-45	30-40	Cafeterias	45-55	40-50
Laboratories, halls and corridors	40-50	35-45			
Lobbies and waiting rooms	45-55	40-50	<b>STORES, RETAIL</b>		
Washrooms and toilets			Clothing stores	40-50	35-45
			Department stores (upper floors)		
<b>OFFICES</b>			Department stores (main floor)	45-55	40-50
Board room	25-35	20-30	Small retail stores		
Conference rooms	30-40	25-35	Supermarkets	45-55	40-50
Executive office	35-45	30-40			
Supervisor office, reception room	35-50	30-45	<b>SPORTS ACTIVITIES, INDOOR</b>		
General open offices, drafting rooms	40-50	35-45	Coliseums	35-45	30-40
Halls and corridors	40-55	35-50	Bowling alleys, gymnasiums	40-50	35-45
Tabulation and computation	45-65	40-60	Swimming pools	45-60	40-55
<b>AUDITORIUMS AND MUSIC HALLS</b>			<b>TRANSPORTATION (RAIL, BUS, PLANE)</b>		
Concert and opera halls	20-30	15-25	Ticket sales offices	35-45	30-40
Studios for sound reproduction	30-35	25-30	Lounges and waiting rooms	40-55	35-50
Legitimate theaters, multi-purpose halls					
Movie theaters, TV audience studios	35-45	30-35	<b>EQUIPMENT ROOMS</b>		
Semi-outdoor amphitheaters			8 hr/day exposure	<90	
Lecture halls, planetarium	40-50	35-45	3 hr/day exposure	<97	
Lobbies			(or per OSHA requirement)		
<b>CHURCHES AND SCHOOLS</b>					
Sanctuaries	25-35	20-30			
Libraries	35-45	30-40			
Schools and classrooms	35-45	30-40			

- 2- المتطلبات الإنشائية **Structural requirement** الهيئة الإنشائية للمبنى خلف حوائط والأسقف والأرضيات قد تضع قيودا على مسارات مسالك التغذية والراجع وبالتالي على منافذ الهواء . لذلك لابد من استشارة المهندس الإنشائي لهذا الغرض .
- 3- فرق درجات الحرارة **Temperature difference** في حالة التبريد عند فرق درجات حرارة كبير بين درجة حرارة التغذية ودرجة حرارة الغرفة يزداد احتمال دخول هواء ذي درجة حرارة غير مقبولة إلى حيز الأشغال . ففي هذه الحالة فإن المنافذ السقفية لها معامل حث كبير **Induction ratio** يقلل من تأثير فرق درجات الحرارة الكبيرة .
- 4- مكان التركيب **Location** في حالة التبريد يفضل أن يكون مكان التركيب إما في السقف أو في حائط عالي . في حالة وجود عوائق في السقف قد يصطدم معها الهواء ويرتد ويسقط مباشرة في حيز الأشغال لذلك يجب أن يركب الناشر أسفل العائق . حل مرادف في حالة التبريد هو استخدام نظام محيطي بحيث يوضع الناشر تحت الشباك ويدفع الهواء إلى أعلى **Upward** . منفذ الراجع في هذه الحالة يركب داخل الغرفة على ارتفاع منخفض .
- في حالة التدفئة يفضل وضع منفذ التغذية محيطيا ويدفع الهواء إلى أعلى **Upward** .
- 5- كمية المنافذ **Quantity** عادة ما يركب أكثر من منفذ . هذا العدد يتوقف أساسا على كمية الهواء والتكلفة والمتطلبات الجمالية ( الديكور ) ، عند احتمال إعادة ترتيب القواطع **Partitions** مستقبلا ، ويفضل اختيار المنافذ وأماكن تركيبها دون أن يتأثر بذلك التغيير .
- 6- الحجم **Size** بعد تحديد مكان التركيب فإن حجم المنفذ يمكن تحديده وذلك من خلال كتالوجات الصانع التي تبين خواص الاداء وهي :
- كمية الهواء التي يدفعها المنفذ.
  - المدى **Throw** ويحدد ذلك أيضا أبعاد المكان  $\frac{3}{4}$  الطول .
  - مستوى الضوضاء **Noise Criteria** ويحددها استخدام المكان .
  - مستوى مكان التركيب **Height** . معظم الصانع ينصحون بالتركيب في مستوى (2.5-3)m
  - فقد الضغط في المنافذ نتيجة سريان الهواء والتي يجب ان تؤخذ في الاعتبار عند تقدير فقد الضغط في المسالك .

## الاختيار من الكتالوج Catalogue Rating

لا توجد طريقة نمطية لاختيار المنافذ المختلف الصناعات إذ أن كل صانع يضع طريقة اختيار المنفذ الخاص به وإن كان هناك منوالا ضروريا قبل الاختيار هو :

1- تحديد كمية الهواء اللازمة  $Q$  ,  $m^3/s$  أو CFM.

2- تحديد مستوى الضوضاء  $dB_{NC}$  .

3- تقسيم سقف الحجرة (كمثال) إلى عدد متساوى من المربعات كما هو مبين في Fig 10.18 كمثال للمنافذ السقفية وتوضع المنافذ في منتصف المربعات ويلاحظ أيضا أن مركز المربع يبتعد بمسافة متساوية عن الحوائط وكذلك عن المنفذ المجاور. هذه المسافة تعتمد على مقدار الحدفنة (Throw). إذا تعذر التقسيم إلى مربعات يتم تقسيم المساحة إلى مستطيلات متساوية بحيث يكون طول الضلع الأكبر لا يزيد عن 1.5 مرة من طول الضلع الأصغر. إذا كانت المساحة كبيرة ( مثال قاعة احتفالات) فإن طول ضلع المربع لا يجب أن يزيد عن ثلاثة أمثال ارتفاع سقف المكان.

على هذا الأساس يتم الاختيار من الكتالوجات ونبين بعضها في الآتي:

Table 10. 2 بعض خواص الجريلات والمستقبل Girilles & Registers

Table 10. 3 يبين بعض خواص المنافذ السقفية Ceiling diffusers

Table 10. 4 يبين خواص المنافذ السقفية المربعة والمستطيل

Table 10. 5 خواص المنافذ الخطية المشقوقة

### Example 10.1

Select a single round ceiling diffuser for a boutique shown in Fig 10.19. the sensible heat load is 5275 W. The supply air temperature difference is  $20^{\circ}C$ .

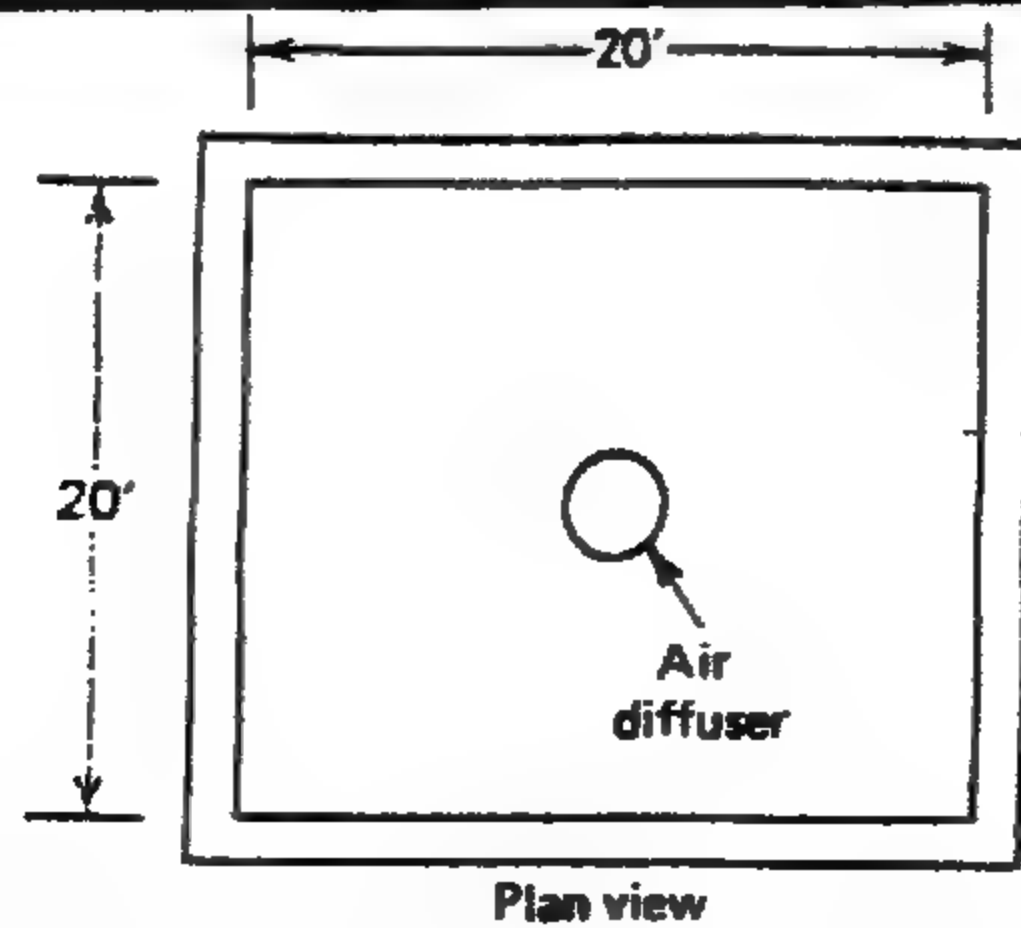


Figure 10.19 Sketch for example 10.1

معدل هواء التغذية المطلوب

$$Q_a = q_s / \rho c_p \Delta t$$

$$= 5275 / (1.2 \times 1.005 \times 20) = 0.219 \text{ m}^3/\text{s} \approx 463 \text{ CFM}$$

نحدد مستوى الضوضاء NC من Table 10.1 للمحلات العامة NC = (40 – 50), dB

من Fig 10.19 نجد أن نصف-قطر الانتشار أو Throw حوالي 10 ft

من Table 10.3 نختار ناشر DD.7 بالموصفات الآتية :

Size 8"

Neck area 0.349 F<sup>2</sup>

Air flow rate 490 CFM.

Total pressure drop 0.37 WG = 92 Pa.

Throw 8-13 ft = 2.4 – 3.9 m

NC = 42

### Example 10.2

Determine suitable diffuser locations and throw for a room 60ft by 30ft floor plan if 2 or 8 diffusers are to be used.

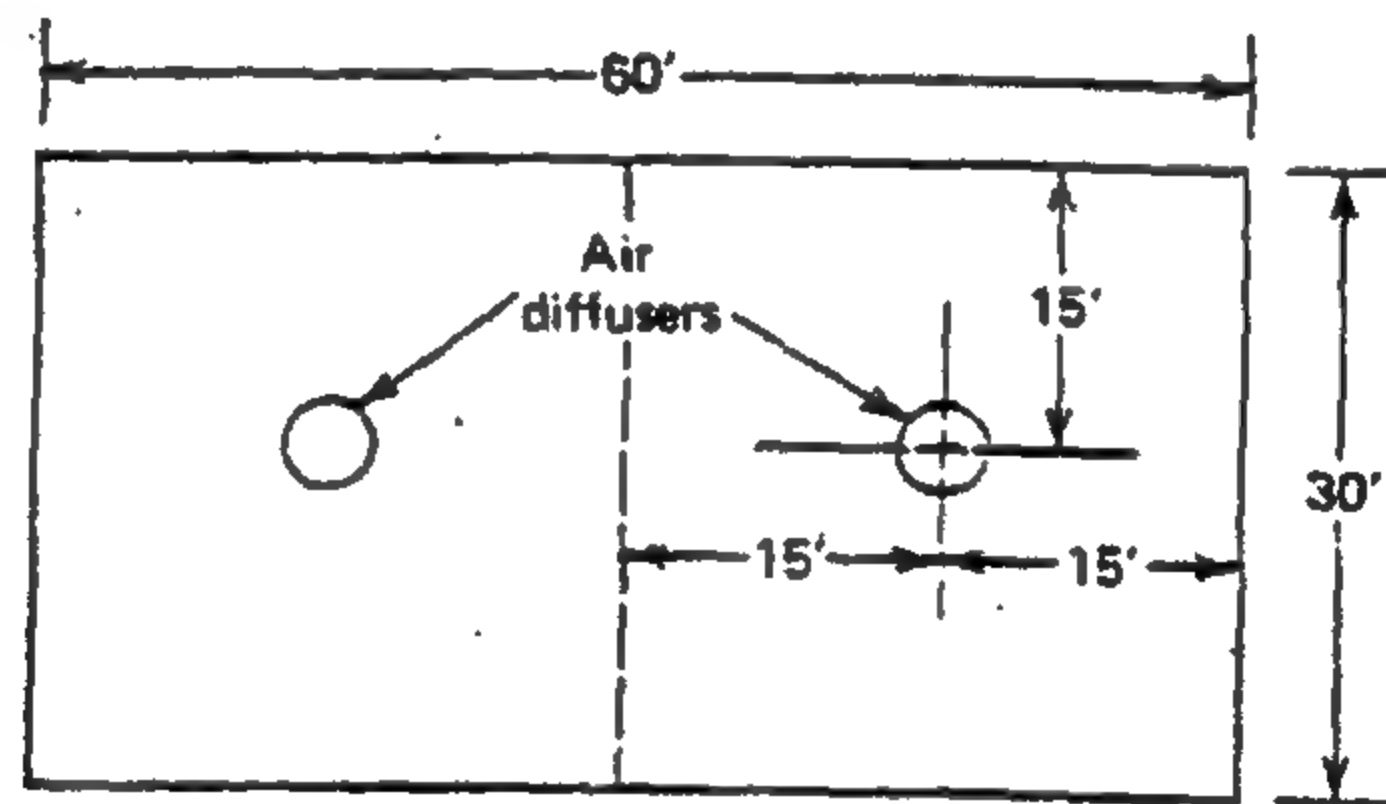


Figure 10.20 Sketch for example 10.2

أولاً : من Fig 10.20 نحدد مقدار المدى للنواشر وذلك بتقسيم الغرفة إلى مربعين طول ضلع

كل منهما 30ft وبالتالي فإن المدى Throw لكل ناشر لا يتعدى 15ft

ثانياً : يتمكن تقسيم كل مربع إلى أربعة مربعات طول ضلع كل منها 15ft ويوضع في كل مربع ناتج ناشر مقدار المدى له يساوى 7.5ft وبذلك يكون عدد النواشر المستخدمة هي 8 difs هذا بدوره يرفع التكلفة

## Problems

10.1 Select a ceiling diffusers ( round or square) to deliver 940 L/s in a 9mx 9m classroom .

10.2 A 30' x 15m pharmacy requires 3760L/s of air. Locate and select three ceiling diffuser. Select alternate solution from linear-slot type.

10.3 A restaurant dinning room measures 18x24m and requires 53, kW of sensible cooling load. Determine the number of ceiling diffusers needed for 3.6m ceiling height, and temperature difference of 11C°. if the restaurant had to use high side wall grilles to deliver air from the 18m wall. Select ( size and number) for this application. Determine the pressure loss.

10.4 Select a square ceiling diffusers for the building shown in Fig 21 it is a general office space. Dimensions are given in feet.

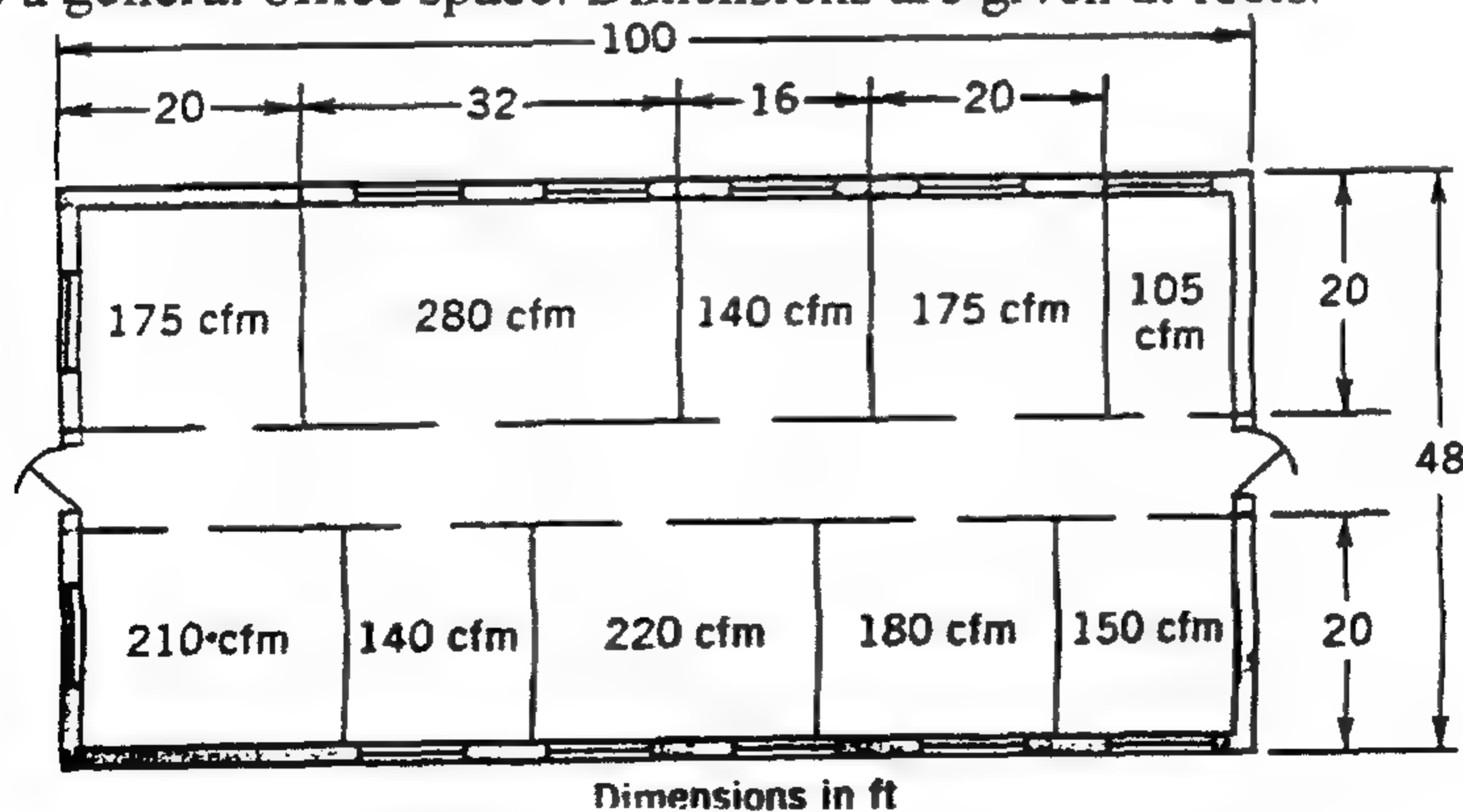
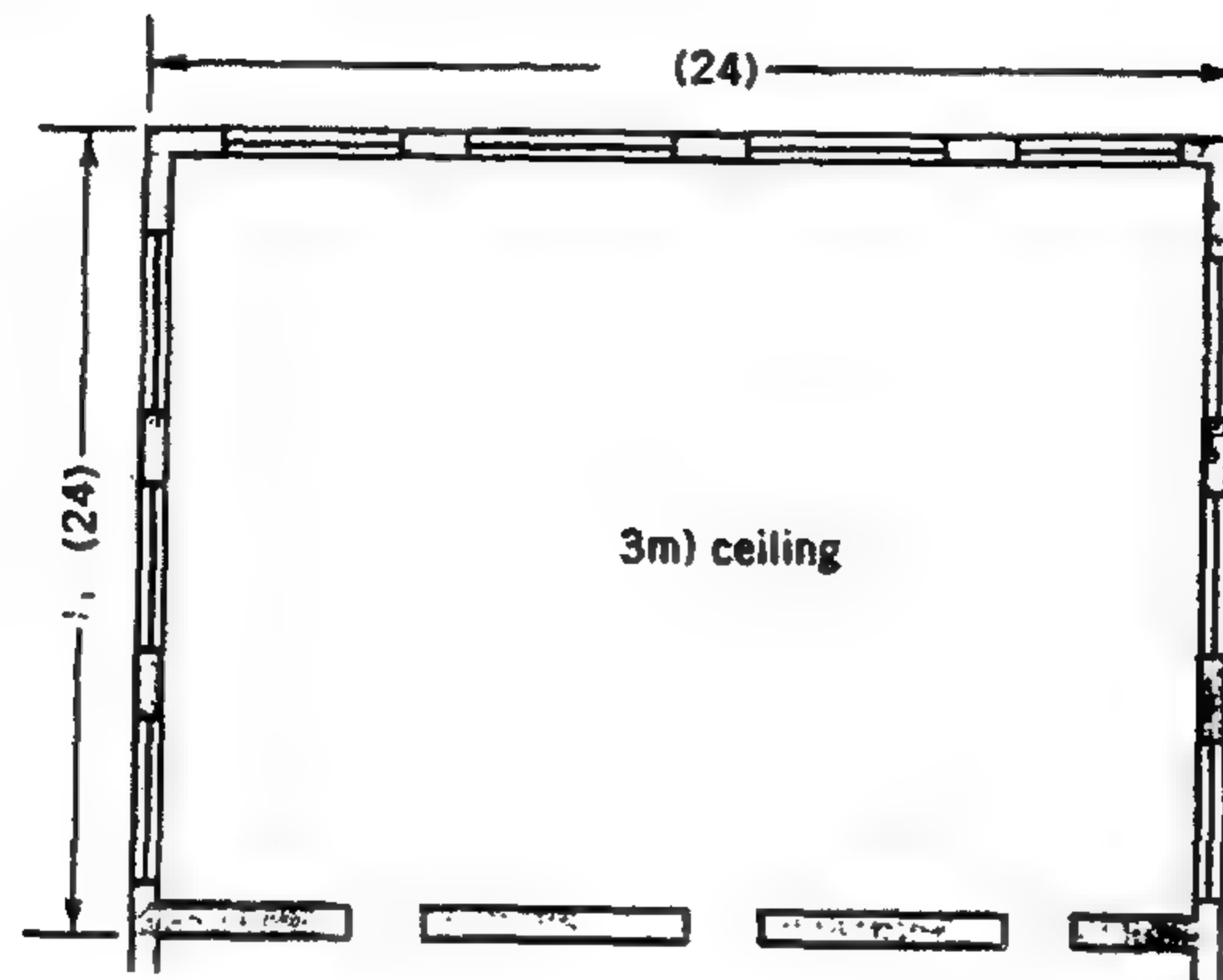


Figure 10.21 Sketch for problem 10.4



10.5 Select grille type diffusers for the room shown in Fig 22 for heating mode. The space requires 850 L/s evenly distributed along the exterior walls. Locate the diffusers on the floor plan.



*Figure 10.22 Sketch for problem 10.5*

**Table 10.2 Performance data for supply Grilles & Registers**

SIZE (inch)	Velocity (Fpm)		200	300	400	500	600	700
	Static Pressure ("WG)	0	0.0065	0.014	0.025	0.041	0.056	0.08
		22½	0.0085	0.018	0.033	0.053	0.077	0.104
		45	0.0105	0.023	0.041	0.066	0.095	0.13
12 x 6 (Ak = 0.30 ft. <sup>2</sup> )	CFM		100	150	200	250	300	350
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	23	31
	Throw (Ft.)	0	15	17	21	25	28	33
		22½	12	14	17	20	23	26
		45	11	12	14	16	18	21
12 x 8 16 x 6 (Ak = 0.44 ft. <sup>2</sup> )	CFM		133	200	267	333	400	467
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	23	28
	Throw (Ft.)	0	16	18	22	26	30	34
		22½	13	15	19	22	25	28
		45	11	13	16	18	21	24
18 x 6 (Ak = 0.46 ft. <sup>2</sup> )	CFM		150	225	300	375	450	525
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	24	28
	Throw (Ft.)	0	17	19	24	30	36	41
		22½	13	16	21	25	30	35
		45	11	14	18	21	25	29
12 x 10 20 x 6 (Ak = 0.51 ft. <sup>2</sup> )	CFM		167	250	333	417	500	583
	NC		< 20	< 20	< 20	20	25	29
	Throw (Ft.)	0	18	20	25	31	37	42
		22½	14	17	22	26	31	36
		45	12	15	19	22	26	30
12 x 12 18 x 8 24 x 6 (Ak = 0.68 ft. <sup>2</sup> )	CFM		200	300	400	500	600	700
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	21	24
	Throw (Ft.)	0	18	21	28	34	40	44
		22½	14	18	24	29	34	40
		45	12	16	20	24	28	32
16 x 10 20 x 8 (Ak = 0.79 ft. <sup>2</sup> )	CFM		222	333	444	556	667	778
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	20	23
	Throw (Ft.)	0	19	22	29	36	42	46
		22½	14	18	24	30	35	41
		45	12	16	20	25	29	33
18 x 10 30 x 6 (Ak = 0.88 ft. <sup>2</sup> )	CFM		250	375	500	625	750	875
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	22	28
	Throw (Ft.)	0	19	21	29	36	42	46
		22½	14	18	25	30	35	42
		45	12	16	21	25	29	33
16 x 12 20 x 10 24 x 8 (Ak = 1.0 ft. <sup>2</sup> )	CFM		278	417	556	694	833	972
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	20	26
	Throw (Ft.)	0	19	24	32	39	45	49
		22½	14	20	27	32	37	43
		45	12	17	23	26	30	34
16 x 14 18 x 12 36 x 6 (Ak = 1.14 ft. <sup>2</sup> )	CFM		300	450	600	750	900	1050
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	23	28
	Throw (Ft.)	0	19	24	32	39	46	51
		22½	14	20	27	32	37	43
		45	12	17	23	26	30	34

Table 10.5 Performance data for Round ceiling diffuser

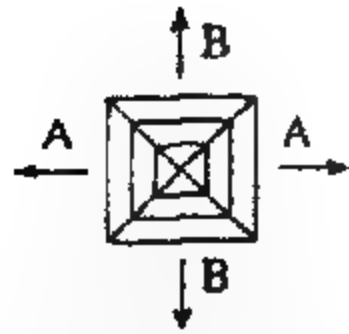
# SUPPLY AIR ROUND CEILING DIFFUSERS DD-7

## Basic Performance Data

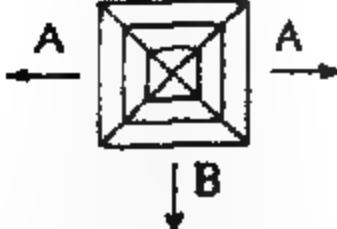
Neck Size (Inches)	Neck Area (Ft <sup>2</sup> )	Area Factor (Ft <sup>2</sup> )	Neck Velocity (FPM)	300	400	500	600	700	800	1000	1200	1400	1600
			Velocity Pressure (Inches W.G.)	0.007	0.011	0.016	0.023	0.031	0.041	0.064	0.091	0.123	0.161
6"	0.196	0.13	Air Flowrate (CFM)	60	80	100	120	135	155	195	235	275	315
			Total Press. Drop	0.025	0.041	0.061	0.082	0.106	0.132	0.201	0.282	0.380	0.480
			Throw (Ft)	3-5	3-6	3-6	4-6	4-6	4-6	5-7	5-7	6-8	7-10
			NC	<20	<20	<20	<20	<20	25	30	35	39	45
8"	0.349	0.22	Air Flowrate (CFM)	105	140	175	210	245	280	350	420	490	560
			Total Press. Drop	0.021	0.032	0.052	0.071	0.100	0.122	0.183	0.271	0.370	0.480
			Throw (Ft)	4-6	4-6	5-7	6-8	6-8	6-8	7-10	7-11	8-13	9-14
			NC	<20	<20	<20	20	25	29	33	38	42	46
10"	0.545	0.25	Air Flowrate (CFM)	165	220	275	325	380	435	545	655	765	870
			Total Press. Drop	0.040	0.061	0.092	0.122	0.181	0.242	0.361	0.500	0.710	0.950
			Throw (Ft)	4-6	6-9	7-10	7-10	7-11	8-13	9-14	10-16	12-18	15-22
			NC	<20	<20	<20	21	26	30	34	39	43	47
12"	0.785	0.38	Air Flowrate (CFM)	225	315	395	470	550	630	785	940	1100	1255
			Total Press. Drop	0.026	0.041	0.072	0.101	0.152	0.201	0.313	0.490	0.670	0.870
			Throw (Ft)	6-8	7-10	7-11	7-11	8-13	9-14	10-16	14-21	15-23	19-27
			NC	<20	<20	<20	22	28	32	36	41	45	48
14"	1.07	0.50	Air Flowrate (CFM)	320	430	535	640	750	855	1070	1285	1500	1710
			Total Press. Drop	0.034	0.051	0.080	0.112	0.156	0.201	0.313	0.460	0.600	0.800
			Throw (Ft)	6-8	8-13	9-15	10-16	11-17	12-18	15-23	19-2	19-27	21-31
			NC	<20	<20	<20	24	29	33	37	42	46	49
16"	1.40	0.59	Air Flowrate (CFM)	420	560	700	840	980	1120	1400	1680	1960	2240
			Total Press. Drop	0.043	0.075	0.106	0.140	0.202	0.262	0.413	0.593	0.800	0.980
			Throw (Ft)	7-11	9-14	9-15	11-17	12-18	15-23	16-25	19-27	21-31	25-36
			NC	<20	<20	20	25	30	34	38	43	47	50
18"	1.77	0.75	Air Flowrate (CFM)	530	710	885	1060	1240	1415	1770	2125	2480	2830
			Total Press. Drop	0.033	0.052	0.082	0.113	0.166	0.220	0.350	0.530	0.710	0.950
			Throw (Ft)	8-13	9-14	10-16	12-18	14-12	17-24	19-27	21-31	22-33	26-38
			NC	<20	<20	21	26	31	35	39	44	48	51
20"	2.18	0.96	Air Flowrate (CFM)	660	850	1100	1300	1530	1750	2150	2650	3050	3500
			Total Press. Drop	0.040	0.065	0.092	0.131	0.182	0.251	0.450	0.640	0.820	0.930
			Throw (Ft)	8-14	11-16	14-20	17-21	19-25	22-28	29-34	34-40	41-47	43-50
			NC	<20	<20	21	27	32	36	40	45	49	52
24"	3.14	1.23	Air Flowrate (CFM)	940	1250	1570	1850	2200	2500	3130	3850	4320	4950
			Total Press. Drop	0.045	0.070	0.105	0.135	0.195	0.265	0.460	0.690	0.790	0.960
			Throw (Ft)	10-15	14-20	17-23	20-26	24-30	27-34	35-41	43-50	46-52	51-58
			NC	<20	<20	22	28	33	37	41	46	50	53



**Table 10.4 Performance data for square & Rectangular diffusers**



**Square & Rectangular Neck**

			<table><tr><th>NECK</th><th>A</th><th>B</th><th>A</th><th>B</th><th>A</th><th>B</th><th>A</th><th>B</th><th>A</th><th>B</th></tr><tr><th>VELOCITY</th><td>250</td><td>300</td><td>400</td><td>500</td><td>600</td><td>700</td><td>800</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><th>Δ P (S)</th><td>0.018</td><td>0.026</td><td>0.046</td><td>0.072</td><td>0.104</td><td>0.142</td><td>0.186</td><td></td><td></td><td></td></tr></table>								NECK	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	VELOCITY	250	300	400	500	600	700	800				Δ P (S)	0.018	0.026	0.046	0.072	0.104	0.142	0.186			
NECK	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B																																	
VELOCITY	250	300	400	500	600	700	800																																				
Δ P (S)	0.018	0.026	0.046	0.072	0.104	0.142	0.186																																				
SIZE	NECK AREA	PATTERN	CFM	63	75	100	125	150	175	200	SI																																
6 x 6	0.25	DD-64S	S.N.C	<18	<18	19	23	27	32	36																																	
			SCFM	16 16	19 19	25 25	31 31	37 37	44 44	50 50																																	
		DD-63S	THROW	4-7	5-9	6-11	8-12	9-13	10-14	11-15																																	
			SCFM	24 16	28 19	38 25	47 31	52 37	66 44	75 50																																	
		DD-62S	THROW	6-12 4-7	7-13 5-9	9-14 6-11	11-15 8-12	12-16 9-13	13-17 10-14	14-19 11-15																																	
			SCFM	- 32	- 38	- 50	- 63	- 75	- 88	- 100																																	
		DD-61S	THROW	8-12	9-13	11-15	12-17	14-19	14-20	15-21																																	
			SCFM	- 63	- 75	- 100	- 125	- 150	- 175	- 200																																	
		9 x 9	0.56	DD-64S	THROW	13-17	14-19	15-12	16-22	17-24	18-26	19-28																															
					SCFM	- 63	- 75	- 100	- 125	- 150	- 175	- 200																															
				DD-63S	S.N.C	<18	18	22	27	31	37	40																															
					SCFM	35 35	42 42	56 56	70 70	84 84	98 98	112 112																															
DD-62S	THROW			7-12	8-13	10-14	12-16	13-17	14-18	15-19																																	
	SCFM			53 35	63 42	84 56	105 70	127 84	148 98	169 112																																	
DD-61S	THROW			10-14 7-12	11-15 8-13	13-17 10-14	14-18 12-16	15-20 13-17	16-22 14-18	17-24 15-19																																	
	SCFM			- 70	- 85	- 113	- 141	- 168	- 197	- 225																																	
12 x 12	1.0			DD-64S	THROW	12-16	13-17	15-19	16-21	17-24	18-26	19-27																															
					SCFM	- 140	- 169	- 225	- 281	- 338	- 394	- 450																															
				DD-63S	THROW	16-22	17-24	19-27	20-29	22-31	23-32	25-34																															
					SCFM	- 140	- 169	- 225	- 281	- 338	- 394	- 450																															
		DD-62S	S.N.C	<18	20	26	31	35	40	44																																	
			SCFM	63 63	75 75	100 100	125 125	150 150	175 175	200 200																																	
		DD-61S	THROW	11-15	12-16	14-18	15-20	16-22	17-23	18-24																																	
			SCFM	94 63	112 75	150 100	188 125	225 150	263 175	300 200																																	
		15 x 15	1.56	DD-64S	THROW	13-17 11-15	14-19 12-16	16-22 14-18	17-23 15-20	19-25 11-22	20-27 17-23	21-29 18-24																															
					SCFM	- 125	- 150	- 200	- 250	- 300	- 350	- 400																															
				DD-63S	THROW	15-20	16-22	18-24	19-28	21-29	21-31	24-33																															
					SCFM	- 250	- 300	- 400	- 500	- 600	- 700	- 800																															
DD-62S	THROW			19-28	21-29	24-33	26-36	28-38	29-41	30-44																																	
	SCFM			- 250	- 300	- 400	- 500	- 600	- 700	- 800																																	
18 x 18	2.25			DD-64S	THROW	19-28	21-29	24-33	26-39	27-42	29-46	30-48	32-51																														
					SCFM	- 390	- 469	- 625	- 781	- 938	- 1095	- 1250																															
				DD-63S	S.N.C	<18	24	30	35	40	45	51																															
					SCFM	141 141	168 168	225 225	281 281	337 337	394 394	450 450																															
				DD-62S	THROW	17-22	20-23	22-27	23-29	25-31	26-32	28-33																															
					SCFM	211 141	253 168	338 225	422 281	506 337	591 394	675 450																															
		DD-61S	THROW	22-27 17-22	22-28 20-23	25-31 22-27	27-32 23-29	28-33 25-31	29-35 26-32	30-36 28-32																																	
			SCFM	- 281	- 338	- 450	- 563	- 675	- 788	- 900																																	
		24 x 24	4.50	DD-64S	THROW	23-29	25-31	28-33	28-34	30-36	31-38	32-40																															
					SCFM	- 562	- 675	- 900	- 1125	- 1350	- 1575	- 1800																															
				DD-63S	THROW	28-34	30-36	32-40	33-43	35-47	36-50	38-54																															
					SCFM	- 562	- 675	- 900	- 1125	- 1350	- 1575	- 1800																															

NOTES:  
 SIZE Is the nominal neck size in inches.  
 NECK AREA Is in square feet.  
 PATTERN Is flow pattern as detailed previously.

Δ P (S) Supply pressure drop in inches W G  
 SCFM Side CFM  
 THROW In feet corresponding to 100 & 50 FPM terminal velocity  
 S.N.C. Room NC for supply based on 8 db room effect.

**Table 10.5 Performance data for linear slot diffusers**

**B. Supply linear slot diffusers with 1" slot width**

	Number of Slots							
	1	2	3	4	5	6	7	8
CFM/Ft	10	20	30	40	50	60	70	80
Throw	4-7	7-11	7-13	8-15	9-17	11-19	11-21	12-22
NC	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20
CFM/Ft	15	30	45	60	75	90	105	120
Throw	5-9	8-14	10-18	11-20	13-23	14-26	16-27	17-30
NC	<20	<20	<20	<20	21	22	24	26
CFM/Ft	20	40	60	80	100	120	140	160
Throw	8-12	9-19	13-23	15-26	17-29	19-32	21-34	23-36
NC	<20	21	23	25	26	27	28	30
CFM/Ft	25	50	75	100	125	150	175	200
Throw	9-14	12-21	16-25	20-30	21-31	24-36	27-38	29-40
NC	24	25	26	28	30	31	32	33
CFM/Ft	30	60	90	120	150	180	210	240
Throw	11-17	14-23	18-28	23-32	24-34	27-39	30-40	32-44
NC	27	29	30	32	34	35	36	37
CFM/Ft	35	70	105	140	175	210	245	280
Throw	12-18	16-25	21-32	24-36	26-38	30-43	32-46	33-48
NC	30	32	34	36	38	39	40	41
CFM/Ft	40	80	120	160	200	240	280	320
Throw	14-20	18-28	23-34	25-38	28-42	31-46	34-50	36-52
NC	33	35	37	39	40	41	43	45
CFM/Ft	45	90	135	180	225	270	315	360
Throw	15-22	20-30	25-38	26-40	30-44	34-49	36-52	37-56
NC	35	38	40	43	45	46	47	49
CFM/Ft	50	100	150	200	250	300	350	400
Throw	16-24	24-32	29-39	27-43	34-49	36-53	38-56	39-60
NC	39	41	44	46	48	50	52	54

Table 8. Performance data for supply linear slot diffusers with 1" slot width.

**NOTE :**

- Throw data (Ft) is based on terminal velocities of 100 & 50 FPM for horizontal discharge.
- NC values are for horizontal discharge. For vertical discharge subtract (5) from NC values.
- NC values are for 4 Ft long unit and assume room attenuation 10-db.



## أنظمة تكييف الهواء

### AIR - CONDITIONING SYSTEM

#### General

#### مقدمة

وظيفة تكييف الهواء هي معالجة الهواء بحيث تحقق ظروف الراحة للإنسان وتحقيق أفضل الظروف للإنسان والمعدات لتحقيق أفضل إنتاجيه . ولهذا فإن تكييف الهواء الكامل على مدار العام يعني المحافظة والتحكم في درجة الحرارة ونسبة الرطوبة وتزويد المكان بكمية هواء نقي مناسبة والمحافظة على مستوى منخفض من الإزعاج بحيث تتحقق ظروف الراحة . في العادة فإن أنظمة تكييف الهواء تعمل على تسخين وترطيب الهواء شتاءً أما في الصيف فتعمل على تبريد الهواء وإزالة رطوبته .

#### 11.1 تصنيف أنظمة تكييف الهواء

#### 11.1 Classification Air Conditioning System

أولاً: طبقاً لنوع المائع المستخدم وهو الماء أو الهواء إلى :-

- أنظمة هواء كلي All air system
- أنظمة ماء كلي All- water system
- أنظمة هواء-ماء Air - water combination system

ثانياً: طبقاً لطريقة التجميع يمكن تقسيمها إلى :-

- أنظمة مجمعة Packaged together أو أنظمة متكاملة Unitary System وفيها يتم تجميع جميع عناصر أنظمة التكييف ( التي سنبينها لاحقاً ) في هيكل واحد داخل صندوق Case.

\* أنظمة تكييف مركزي وفيها يتم تجميع مكوناته الأساسية وملحقاته مثل محطة التبريد ( Chiller أو محطة التسخين ( Boiler ) وتعمل كوحدة قائمة بذاتها وتمدان وحدة مناولة الهواء Air - handling unit أما بالمائع البارد أو الساخن حسب الحاجة .

النظام الكامل **The complete System** هو الذي يحتوي على كل العناصر التي تقوم بجميع عمليات معالجة الهواء : تنقية ، تبريد ، تسخين ، ترطيب ، وإزالة رطوبة وتوزيع الهواء . Fig11.1

\* مائع التبريد **Cooling fluid** : قد يكون ماء مثلجا Chilled water أو في صورة مركب تبريد Refrigerant . كلا المائعين يتم تبريدهما في محطة تبريد جرى العرف على تسميتها Chiller أما الحرارة فتتولد في الجو عن طريق برج التبريد Cooling tower أو المكثف التبخيري Evaporative - condenser أو مكثف هوائي Air-cooled condenser

\* مائع التسخين **Heating fluid** . قد يكون ماء ساخن أو بخار ساخن يأتي إلى ملفات التسخين Heating coil من الغلاية . أو محول Converter . وقود التسخين قد يكون غاز طبيعيا أو وقودا سائلا أو فحم .

\* المرطب **Humidifier** . يزود بماء رش Sprayed water أو بخار ماء قادم من الغلاية . يفضل دائما بخار الماء لنقاوته عن الماء .

\* مروحة التغذية **Supply fan** وهي ضرورية لدفع الهواء خلال المسالك وإلى معدلات توزيع الهواء في الغرف .

\* ملفات التبريد **Cooling coil** وهي تعمل على تبريد الهواء وإزالة رطوبته بواسطة مركب التبريد المار خلالها إذا كانت في وحدات مجمعة أو ماء مثلج أو وسيط تبريد ( محلول ملحي Secondary refrigerant ) في حالة التكييف المركزي .

\* ملفات تسخين متأخر **Re-heating coil** يعمل هذا السخان على رفع درجة حرارة الهواء البارد ( نتيجة عملية التبريد وإزالة الرطوبة صيفا ) ليحفظه مناسباً لظروف الراحة . أو عندما ينخفض الحمل الحراري على الغرفة إلى أقل من ظروف التصميم وكما يستخدم للتحكم في الرطوبة النسبية.

- \* **السخان المتقدم Pre-heating coil** يستخدم في المناطق الباردة وذلك حتى يحول دون تجميد المياه في المواسير عند مرور هواء عليها ذو درجة حرارة اقل كثيرا من الصفر المئوي . وجود هذا السخان اختياري للمناخ المعتدل و في حالة التدفئة يستخدم كل من السخان المتقدم والمتأخر .
- \* **مروحة الراجع Return air fan** تقوم بسحب الهواء من الغرف وتدفعه من خلال أنظمة الراجع أو إلى وحدة التكييف المركزي وتطرد مقدار الربع تقريبا .
- \* **أنظمة المسالك Ducting system** يتم تصميم هذا النظام في الغالب بحيث يأخذ جزء كبيرا من الهواء الراجع حوالي 75% مع 25% من الهواء الخارجي لمعالجته . أما نسبة 25% من الهواء الراجع فتطرد . في بعض الاحيان قد يتطلب الأمر هواء خارجي بنسبة 100% هذا سوف ينتج عنه حمل حراري كبير .
- \* **الفلتر Filter** يستخدم لتنقية الهواء من الاتربة والجراثيم والملوثات .
- \* **الإمرار الجانبي By-pass** وللتحكم في رطوبة الهواء يستخدم الامرار الجانب حيث تتحكم مجموعتين من البوابات Dampers واحدة لإمرار هواء على ملفات التبريد حيث يبرد وتزال رطوبته وتقوم الأخرى بإمرار هواء دون ملامسة ملفات التبريد بعدها يخلط التياران فتعطي نسبة الرطوبة المطلوبة .
- \* **المنطقة Zone** هي عبارة عن فراغ خاضع للتكييف. هذا الفراغ قد يكون غرفة أو عدة غرف ذات درجة حرارة ونسبة رطوبة واحدة ويتم التحكم في درجة حرارتها بواسطة متحكم حرارة واحد Thermostat. هذا الثرموستات يشعر بدرجة حرارة المنطقة ويرسل إشارة تصحيح في حال إذا كانت درجة حرارة المنطقة تختلف عن المدى المضبوطة عليه في بعض الحالات الخاصة قد يتم التحكم في الرطوبة بواسطة متحكم الرطوبة الهيمدستات Humidistat.
- معدات مناولة الهواء Air handling equipment .
- يقوم صانعو معدات تكييف الهواء بتجميع العناصر الرئيسية لمعدات معالجة الهواء مثل المرشح Filter السخان المتقدم Pre-heater coil ملفات التبريد Cooling coil ملفات السخان المتأخر Re-heating coil ، المرطب Humidifier ومروحة التغذية Supply fan

وبوابات التحكم Controlling damper داخل هيكل معدنى يسمى بما يحتويه وحدة مناولة الهواء **Air handling unit** اختصارا (AHU).  
وسنشرح فيما يلى انظمة تكييف الهواء مع الأخذ فى الاعتبار تعريف بعض الاختصارات على الرسومات وهى :

Outside Air	OA هواء خارجى
Supply Air	SA هواء تغذية
Return Air	RA هواء راجع
Mixed Air	MA هواء مخلوط
Chilled water supply	CWS مياه تغذية باردة
Chilled water return	CWR مياه راجع باردة
Hot water supply	HWS مياه تغذية ساخنة
Hot water return	HWR مياه راجعة ساخنة
Filter	F مرشح
Cooling coil	CC ملفات تبريد
Preheat coil	PH سخان متقدم
Reheat coil	RH سخان متأخر

## 11.2 All Air Systems

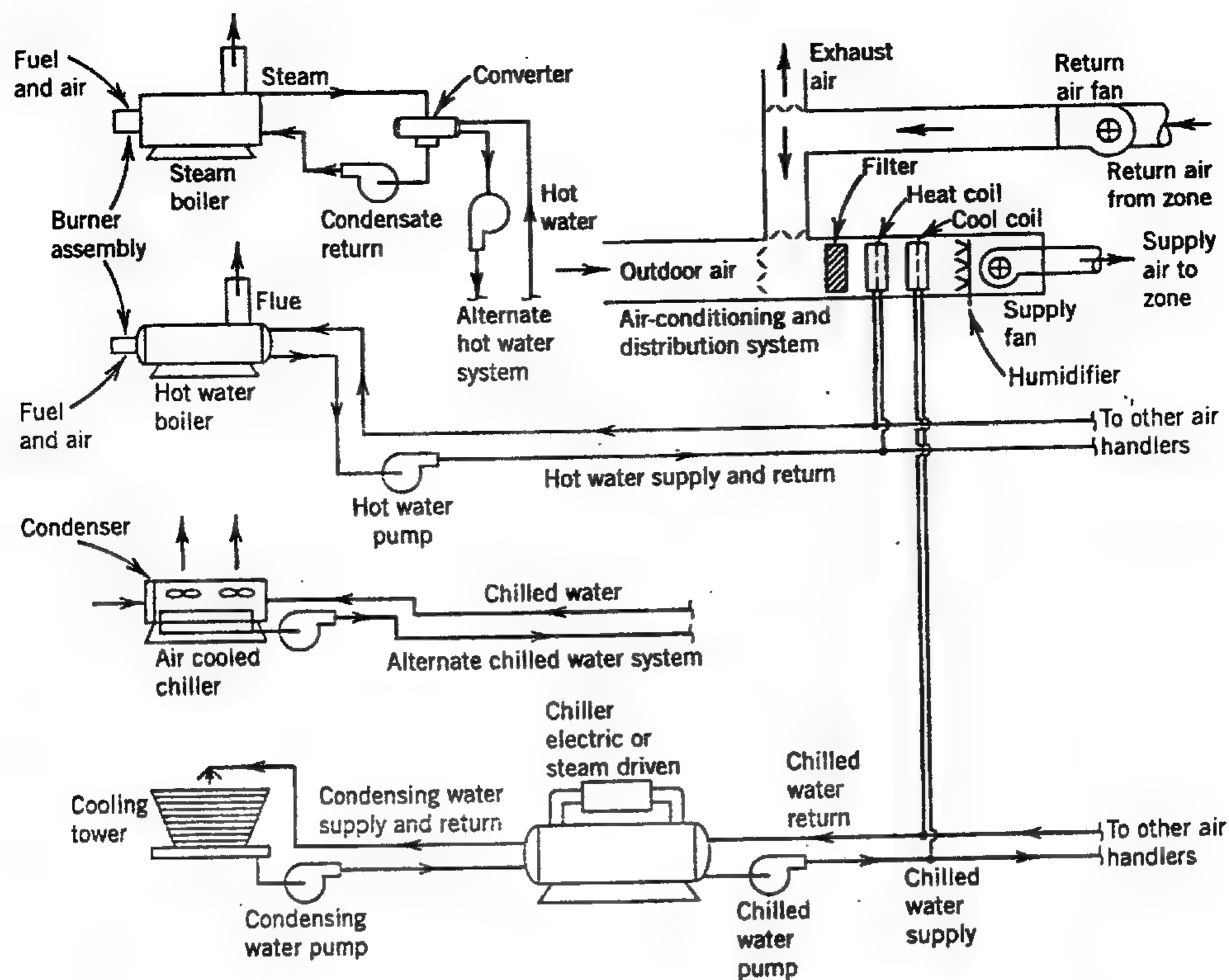
## 11.2 أنظمة هواء كلى

جوهر هذه الأنظمة يتمثل فى أنها تقوم بتوزيع هواء فقط فى الفراغات المراد تكييفها بعض هذه الأنظمة سيتم استعراضها مع بيان مجالات تطبيقها.

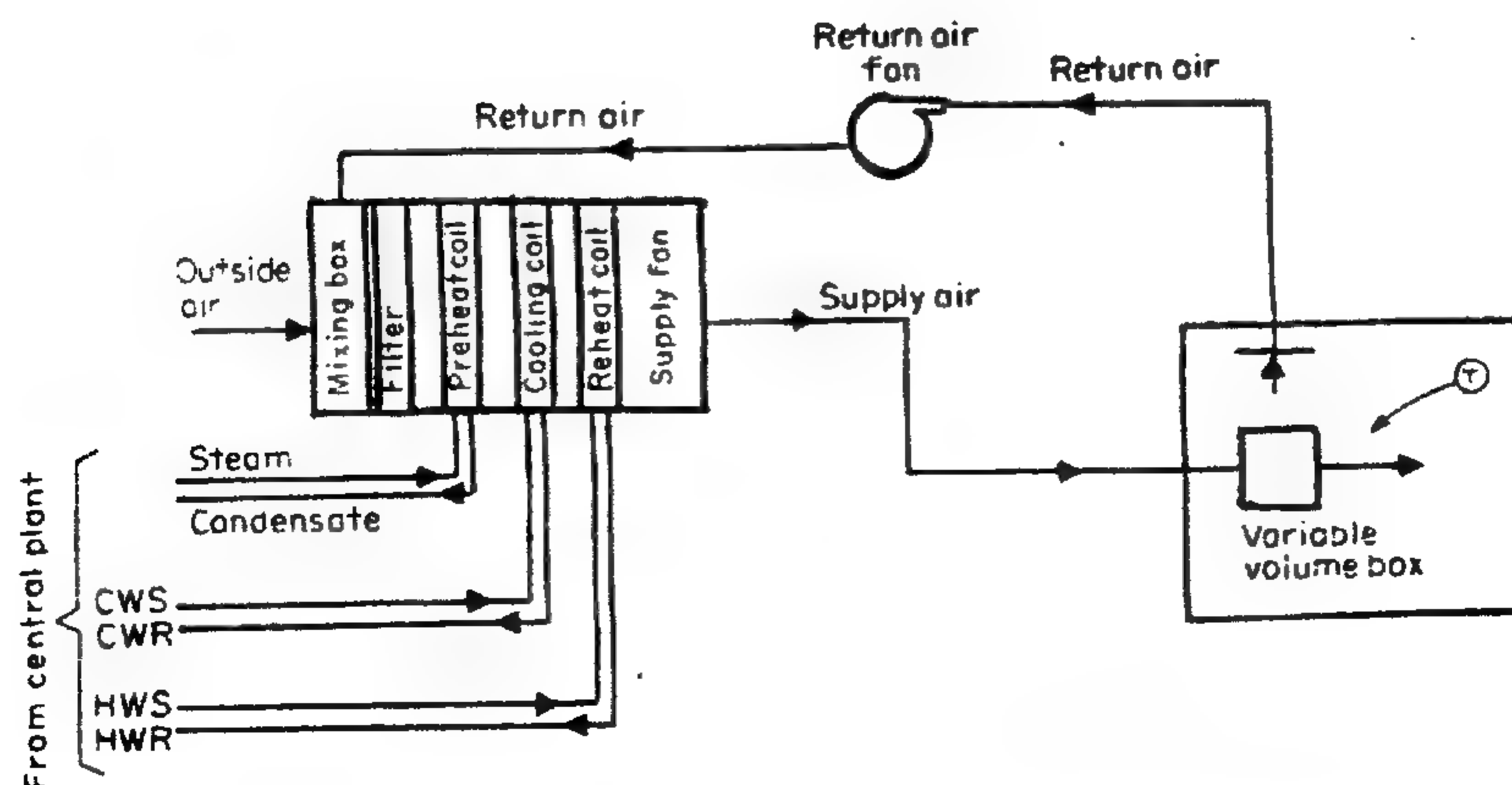
### 11.2.1 Single zone system

### 11.2.1 نظام المنطقة الواحدة

أبسط أنظمة الهواء الكلى هو ما يخدم منطقة واحدة ويمكن وضع وحدة المناولة أما داخل المنطقة أو أن يتم تشغيلها عن بعد ويمكن أن تعمل مع أو بدون مسالك. والتحكم فى عمل وحدة المناولة يتم بواسطة ترموستات واحد يخدم المنطقة لتحقيق ظروف واحدة أما فى غرفة واحدة أو عدة غرف.



**Figure 11.1** Flow diagram an air- conditioning system



**Figure 11.2** Variable air volum and constant temperature A/C. system.



### 11.2.1.1 نظام حجم الهواء المتغير وثبات درجة الحرارة

#### 11.2.1.1 Variable air volume and constant temperature system

يستخدم هذه النظام أساس في الأماكن ذات حمل ثابت نسبياً ويستخدم في اشغالات المصالح الإدارية والمحلات العامة ، حيث يمكن المحافظة على درجة الحرارة ثابتة داخل هذه الأماكن وذلك بتغيير حجم هواء التغذية طبقاً للحمل الحرارى.

كما هو مبين في Fig 11.2 فإن الهواء الخارجى يخلط مع الهواء الراجع فى صندوق الخلط حسب النسب المطلوبة ثم يمرر على الفلتر لتتقينه ثم على السخان المتقدم Pre-heater أو ملفات التبريد Cooling coil والسخان المتأخر Re-heater طبقاً للحاجة إذا كانت تبريد أو تدفئة ثم تقوم المروحة بدفعة فى مسلك واحد إلى غرفة أو عدة غرف ذات درجة حرارة ونسبة ورطوبة واحدة.

فى هذا النظام Fig 11.2 نجد أن طبقاً للحمل الحرارى فإن ترموستات الحجم (T) يقوم بتشغيل صمام جريلة صندوق الحجم المتغير ليسمح بتدفق كمية هواء معينة بالمرور. فى هذا النظام يمكن استخدام ترموستات واحد لتشغيل صمامات عدة غرف.

#### مميزات النظام

1- اقتصادى فى التشغيل حيث ان حجم الهواء يتناقص مع الحمل الحرارى. مما يقلل من استهلاك الطاقة.

2- عند استخدام هذا النظام للتدفئة يستخدم كل من السخان المتقدم Pre-heater والسخان

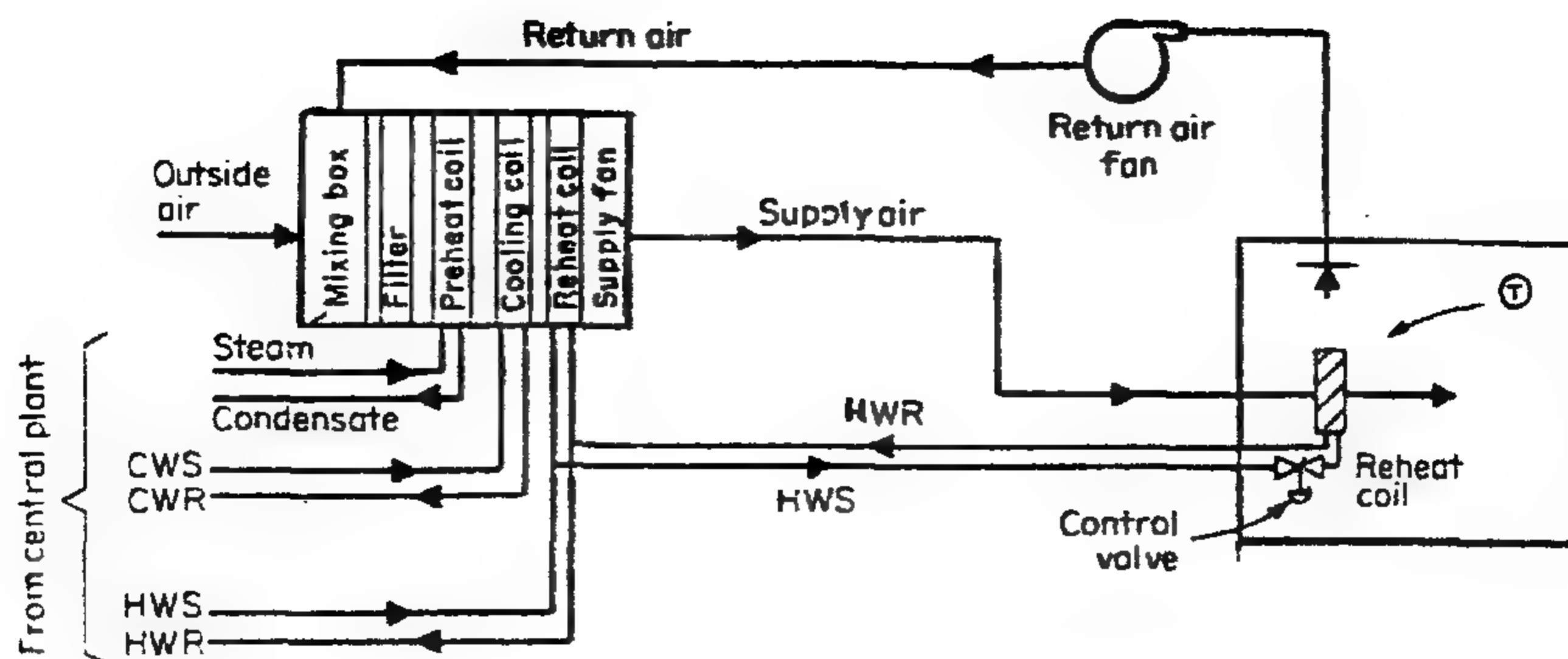
المتأخر Re-heater

### 11.2.1.2 نظام التسخين الطرفى

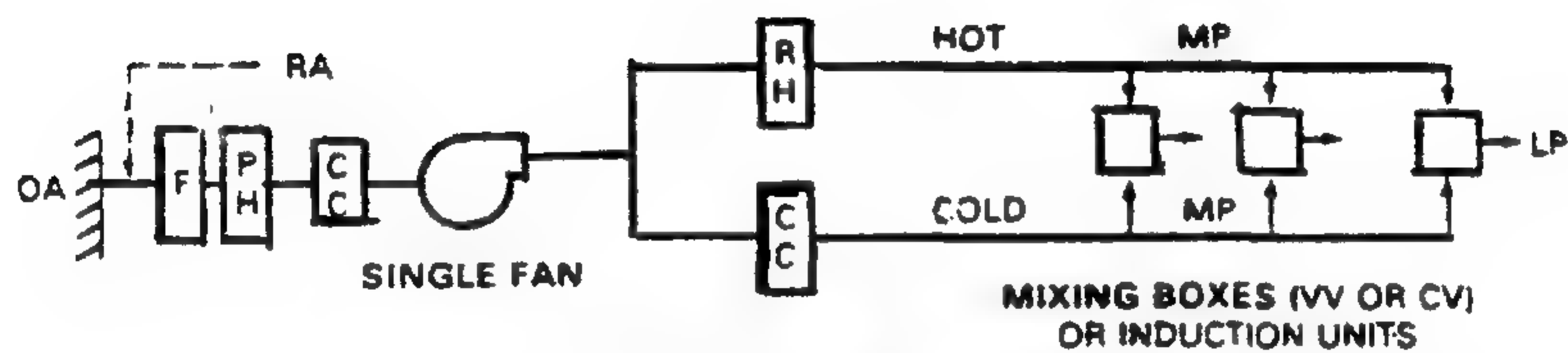
#### 11.2.1.2 Terminal re-heat system

نظام التسخين الطرفى هو تطوير للنظام المنطقة الواحدة حيث يسمح هذا النظام بإدخال هواء إلى غرفة أو عدة غرف ذات أحمال حرارية مختلفة. ومن كلمة إعادة تسخين فإنها تعنى عملية ثانوية لمعالجة الهواء بعد المعالجة الأولى فى وحدة مناولة الهواء المركزية .

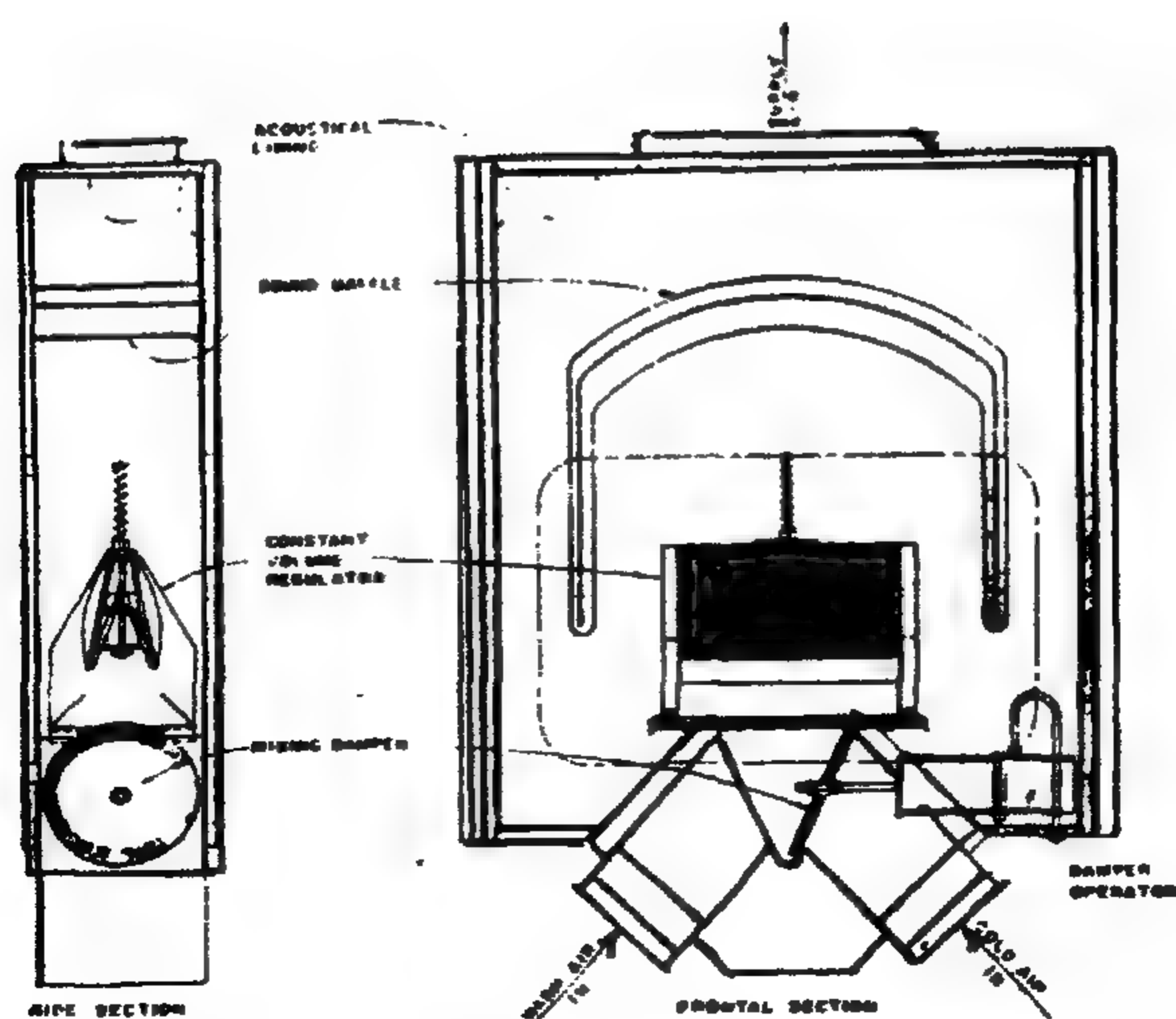
فى هذا النظام فإن الهواء الخارجى Outside Air يخلط مع الهواء الراجع Return Air فى صندوق الخلط Fig 11.3 Mixing Box ثم يمر على المرشح Filter لتتقينه ثم يخضع بعد



**Figure 11.3 Single duct system with reheat.**



**Figure 11.4 Dual- duct system.**



**Figure 11.5 Dual – duct mixing box.**

ذلك أما للتسخين أو للتبريد طبقا للإحتياجات ثم تقوم مروحة التغذية Supply fan بدفعه خلال مسلك واحد إلى غرفة أو عدة غرف . كل غرفة مزودة بملفات تسخين Reheating coil. كل غرفة مزودة بترموستات يعمل على تشغيل صمام تحكم لدخول ماء تغذية ساخن H W S قادم من المحطة المركزية ويعود إليها في خط ماء ساخن راجع H W R ومن ذلك يتضح إن معالجة الهواء لمعادلة الحمل الحراري تدفئة أو تبريد تتم في المحطة المركزية بصورة اساسية اما التسخين الطرفي فإن الهدف منه هو المعالجة الثانوية للوصول بحالة الهواء للظروف المطلوبة للغرفة بصرف النظر عما هو مطلوب في الغرف الأخرى. وعلى ذلك فليست هناك حاجة لتقسيم الغرف إلى مناطق .

هذا النظام يستخدم في المباني ذات اعداد قليلة أو متوسطة من الغرف ذات حمل حراري كامن Latent heat كبير أو معامل حرارة محسوسة S H F منخفض ويستخدم أيضا في المعامل حيث يغلب استخدام هواء خارجي كلي بنسبة 100%

### مميزات النظام

- 1- ليس هناك داع لتقسيم المسالك إلى مناطق حيث الضبط النهائي يتم في الغرفة نفسها .
- 2- التحكم في درجة حرارة الهواء يتم بواسطة منظم حرارة إما يدويا أو آليا .
- 3- عمل هذا النظام يقلل من الضوضاء نتيجة لمرور الهواء في المسالك .

### عيوب النظام

استخدام طاقة كبيرة نسبيا لذلك لا يلجأ إليه إلا في الحالات الخاصة .

## 11.2.2 Dual duct system

## 11.2.2 نظام المسالك الثنائية

في هذا النظام Fig 11.4 كالانظمة السابقة فإن الهواء الخارجي Outside air يخلط مع الهواء الراجع Return air في صندوق الخلط ثم يمرر على المرشح Filter ثم يمرر على المروحة التي تدفعه في مسلكين مسلك ساخن Hot duct ومسلك بارد Cold duct. المسلك الساخن مزود بملفات تسخين Heating coil لتسخين الهواء المار عليها. والمسلك البارد مزود بملفات تبريد لتبريد الهواء المار عليها. لكل منطقة يوجد لها صندوق خلط يقوم بخلط الهواء من المسلك البارد والمسلك الساخن بنسب معينة بحيث تناسب حالته بعد الخلط ظروف

الراحة في المكان وفي Fig 11.4 يبين نقط ثلاثة صناديق خلط تخدم ثلاث مناطق يمكن زيادتها حسب الحاجة .

أحد طرازات صناديق الخلط مبينة في Fig 11.5. هذا الصندوق مزود بفتحات موصلة بالمسلكين البارد والساخن عن طريق وصلات مرنة ويبين Fig 11.6 طرق توصيل هذا الصندوق مع المسلكين للأنظمة المختلفة حيث :

1- بعد خلط الهواء في الصندوق يخرج مسلك ذو سرعة منخفضة وتخرج منه وصلات مرنة يركب عليها ناشر دائري Round diffuser .

2- يخرج من الصندوق وصلات يركب عليها ناشر مربع Square diffuser .

3- يركب الناشر مباشرة على الصندوق

يستخدم هذا النظام بصورة واسعة في المكاتب ، الفنادق ، المستشفيات ، المدارس ، والمعامل الكبيرة وهذه الأماكن كلها تتفق في انها ذات حمل حراري محسوس دائم التغيير .

### مميزات النظام

- 1- إمكانية التحكم في درجة حرارة الغرفة بصورة جيدة مع التغيير الدائم للحمل الحراري . وذلك بضبط الترموستات على درجة حرارة واحدة طوال العام .

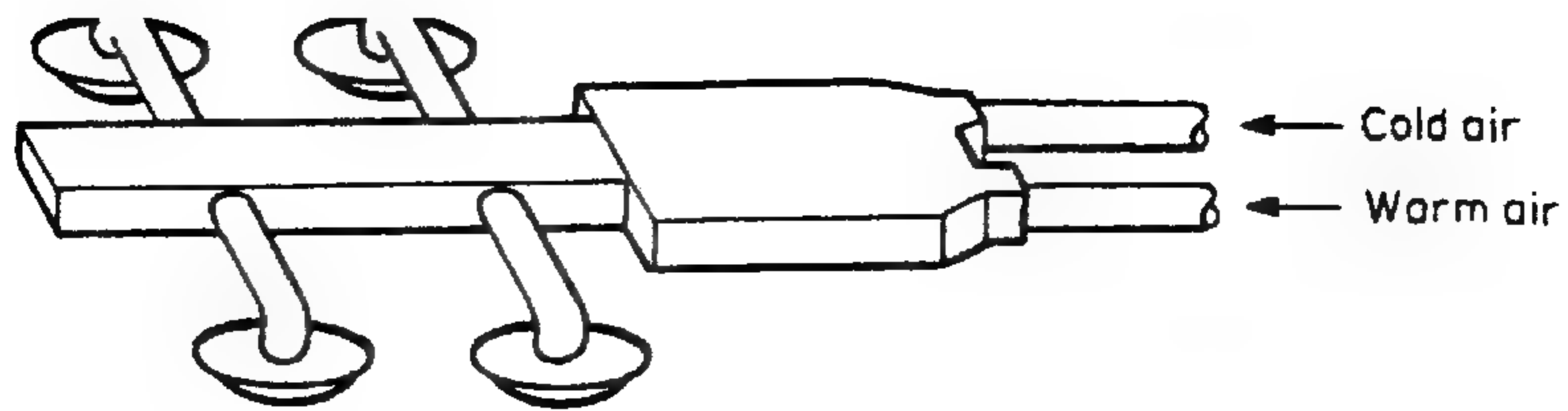
### عيوب النظام

- 1- تكاليف التركيب والتشغيل مرتفعة .
- 2- استهلاك كبير في الطاقة مثل نظام التسخين الطرفي .

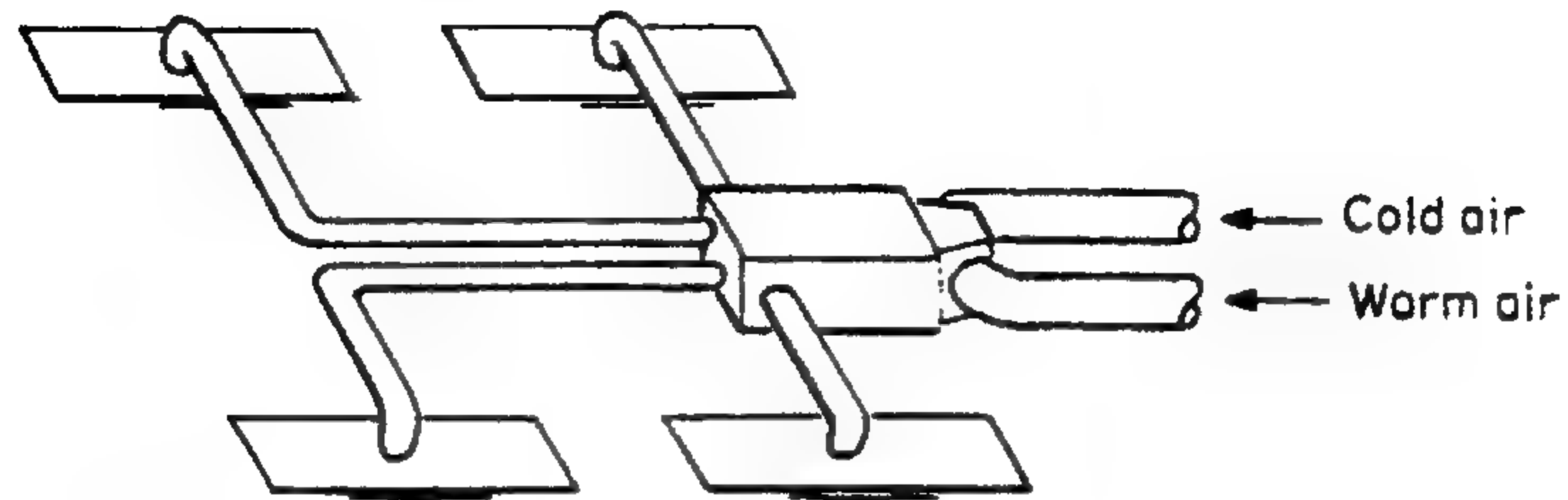
### 11.2.3 Multi - zone system

### 11.2.3 نظام تعدد المناطق

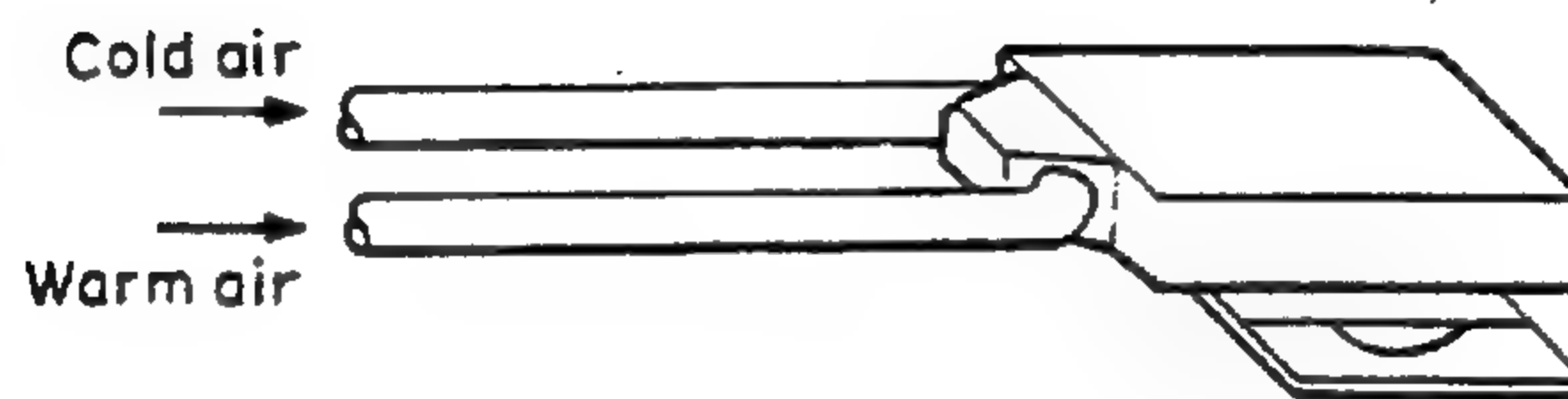
هذا النظام يقسم بتوفير مسلك تغذية واحد لكل منطقة Zone. كما بينا سابقا فإن المنطقة تشمل غرفة أو عدة غرف التي تتحد في درجة الحرارة ونسبة الرطوبة. ففي هذا النظام Fig 11.7 يتم خلط الهواء الراجع Return air مع الهواء الخارجي Outside air في صندوق الخلط بعدها يمر على الفلتر للتنقية ثم على السخان المتقدم Pre-heater عند الحاجة ( إذا كانت درجة حرارة الهواء منخفضة جدا حتى لا يتجمد ماء التدفئة ) ثم على مروحة التغذية Supply fan



(a)

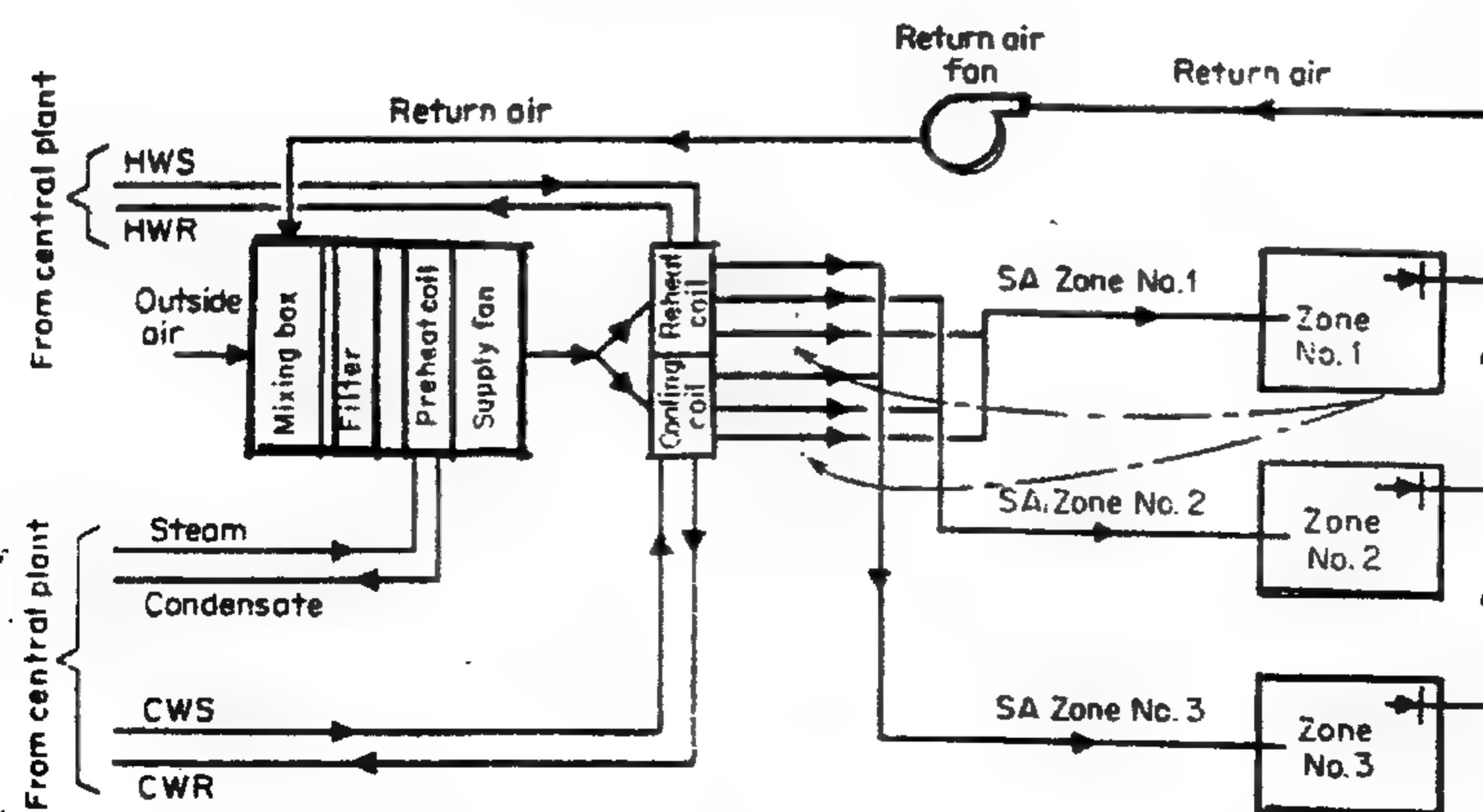


(b)



(c)

**Figure 11.6 Dual – duct mixing box (a). supplies a series of round diffusers, (b): supplies a series of square diffusers, (c): diffuser directly connected to the box.**



**Figure 11.7 Muti – zones all- air system.**



والتي تتركب على خط الطرد الخارجي الخاص بها. ثم يمر في مسلكين بأحدهما ملفات تبريد Cooling Coil، والآخر ملفات تسخين Heating coil. في بعض الاحيان ملفات التبريد تسمى دكة تبريد Cooling deck. وملفات التسخين تسمى دكة تسخين Heating deck. لكل منطقة لها مسلك تغذية خاص بها مثل SA Zon N1 للمنطقة الأولى يمر به خليط من هواء بارد بعد مروره على Cooling coil وهواء ساخن بعد مروره على Heating coil. وكذلك الحال لباقي المناطق. كل منطقة لها متحكم درجة حرارة الخاص بها Thermostat والذي يقوم بدوره بتحديد نسب خلط الهواء البارد مع الهواء الساخن ليصل إلى حالة الهواء المطلوبة. ومن ذلك نجد أن نظام تعدد المناطق يتشابه في الكثير مع نظام المسالك الثانية غير أنه يتم في هذه الحالة في المعدات وليست في صندوق الخلط.

يتم تطبيق هذا النظام في الغرف ذات حمل حراري محسوس كبير نسبيا.

### مميزات النظام

- 1- مصاريف التشغيل منخفضة نسبيا.
- 2- إمكانية التحكم في درجة حرارة كل منطقة على حدة.

### عيوب النظام

- 1- نظرا لتعدد المسالك فإن التكلفة الإنشائية تكون كبيرة نسبيا.
- 2- تحديد عدد المناطق بحيث لا يتجاوز 12 منطقة.

## 11.3 All- Water System

## 11.3 أنظمة ماء كلي

الأساس في أنظمة الماء الكلي هو ما يسمى بنظام الهيدرونيك Hydronic. هو عبارة عن مجموعة من الأنابيب التي تستخدم لسريان الماء الساخن أو الماء المثلج لتكييف الهواء إلى الوحدات الطرفية في الغرف. هذه الوحدات هي عبارة عن مبادلات حرارية تعمل على تبادل الحرارة بين الماء وهواء الغرفة في حالتي التبريد والتدفئة. عمل هذه الانظمة يتوقف على طريقة توصيل الوحدات الطرفية مع أنابيب الماء الساخن أو المثلج. ويلاحظ أنه ليست هناك أي أنظمة لدفع ومعاملة الهواء مركزيا ويعتمد بصورة أساسية على هواء الغرفة

### 11.3.1 نظام إطار الترتيب المتتالي ( أنبوبة واحدة )

#### 11.3.1 Series loop system ( one pipe)

في هذا النظام Fig 11.8 الوحدات الطرفية Terminal units تم وضعها في ترتيب متتالي سواء في محطة تبريد المياه CH W أو التسخين H W. هنا نلاحظ ان الماء يمر في خلال كل الوحدات الطرفية .

#### عيوب هذا النظام

- 1- صيانة أو إصلاح أي وحدة طرفية تتطلب تعطيل النظام كله .
  - 2- لا يمكن التحكم في مقدار السريان لأي وحدة بمعزل عن باقي الوحدات .
  - 3- عدد الوحدات الطرفية محدود .
- هذا العيب يمكن التغلب عليه جزئياً بتقسيم عدد الوحدات على مجموعتين كما هو مبين في Fig 11.9 . هذا الاجراء يعمل على تقسيم الغرف إلى منطقتين يمكن التحكم في كل منطقة على حدة .

- إجراء آخر يمكن استخدامه ألا وهو جعل كل وحدة طرفية موصلة بالأنبوبة الرئيسية عن طريق فرعين ، فرع للتغذية وفرع للراجع يصب أيضاً في الأنبوبة الرئيسية Fig 11.10 وبذلك يمكن التحكم وصيانة كل وحدة طرفية دون التأثير على باقي الوحدات. هذا النظام يسمى نظام الأنبوبة الرئيسية الواحدة One - pipe system .

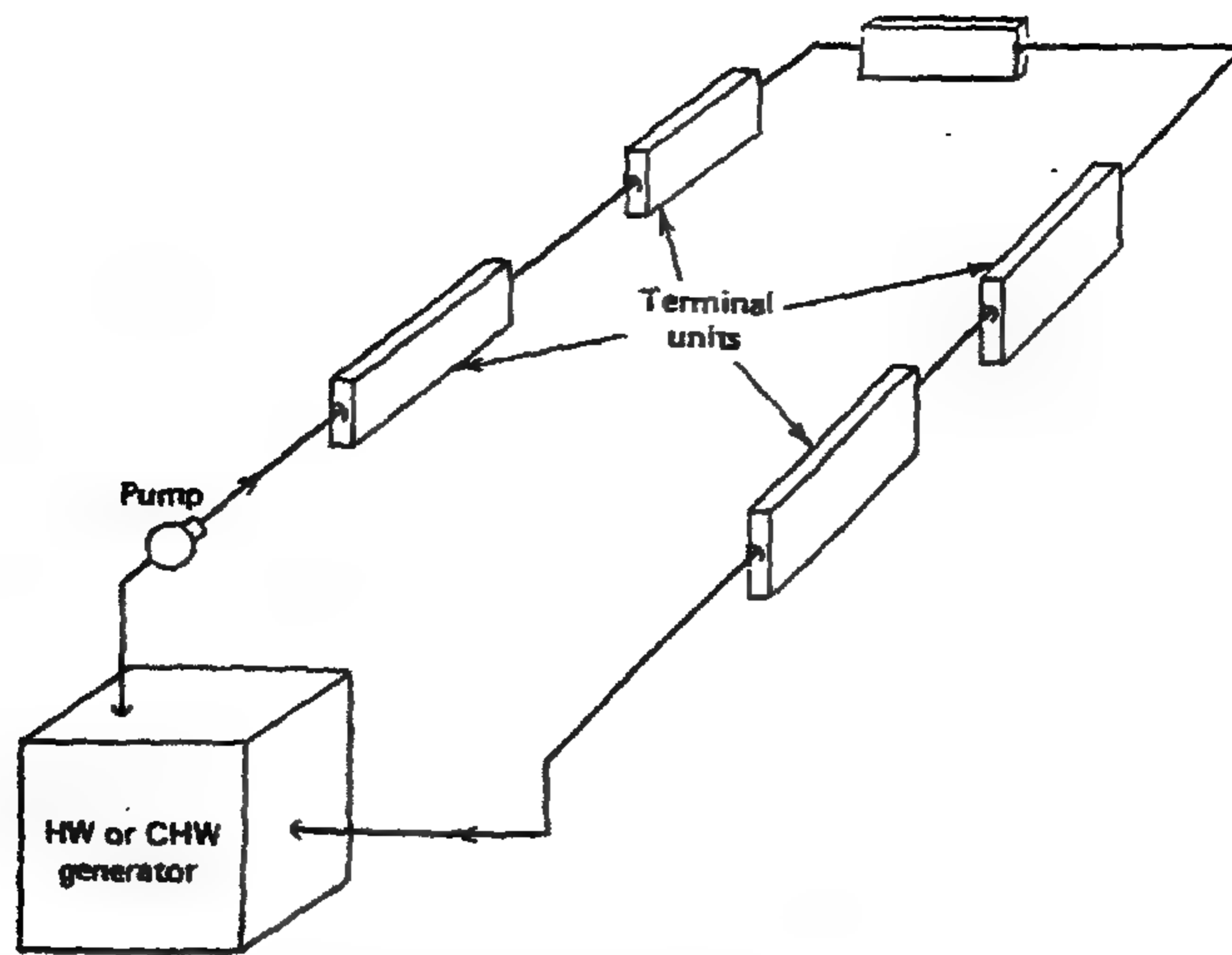
من عيوب هذا النظام أن المياه التي تصل إلى آخر وحدة طرفية يمكن ان تكون باردة بدرجة لا تستطيع معها تدفئة الغرفة جيداً .

#### 11.3.2 Two-pipe system

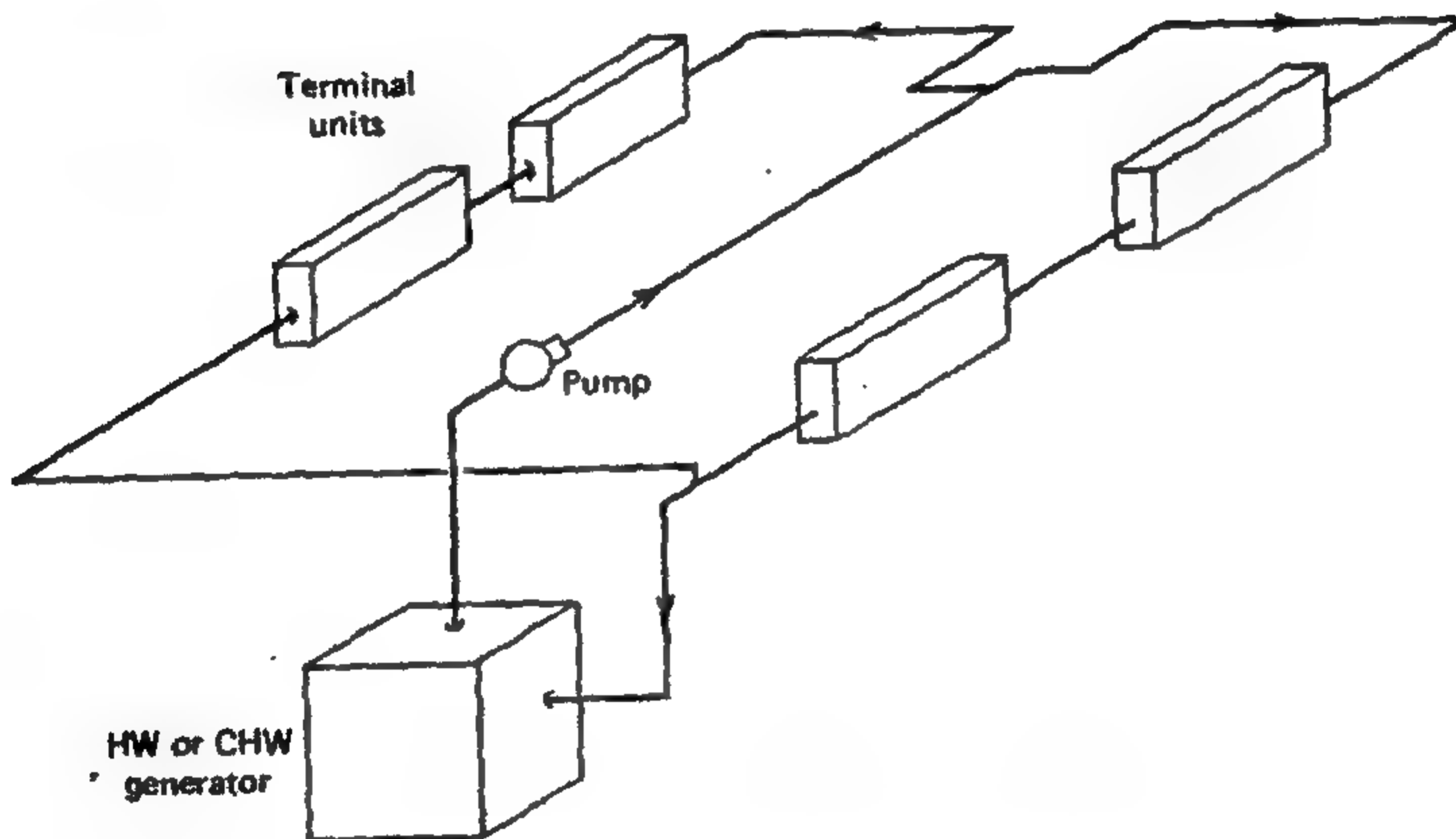
#### 11.3.2 نظام الأنابيب الثنائية

هذا النظام يشتمل على أنبوبتين الأولى للتغذية والثانية للراجع ( ذات خط متقطع ) Fig 11.11 يتم توصيل كل وحدة طرفية بالأنبوبة الرئيسية بالتغذية وبالأنبوبة الرئيسية للراجع. للحصول على أفضل النتائج يتم تركيب كل وحدة طرفية بحيث يكون مجموع طولي خط التغذية والواصل من وحدة المعالجة وخط الراجع إلى وحدة المعالجة متساوياً لكل الوحدات الطرفية.

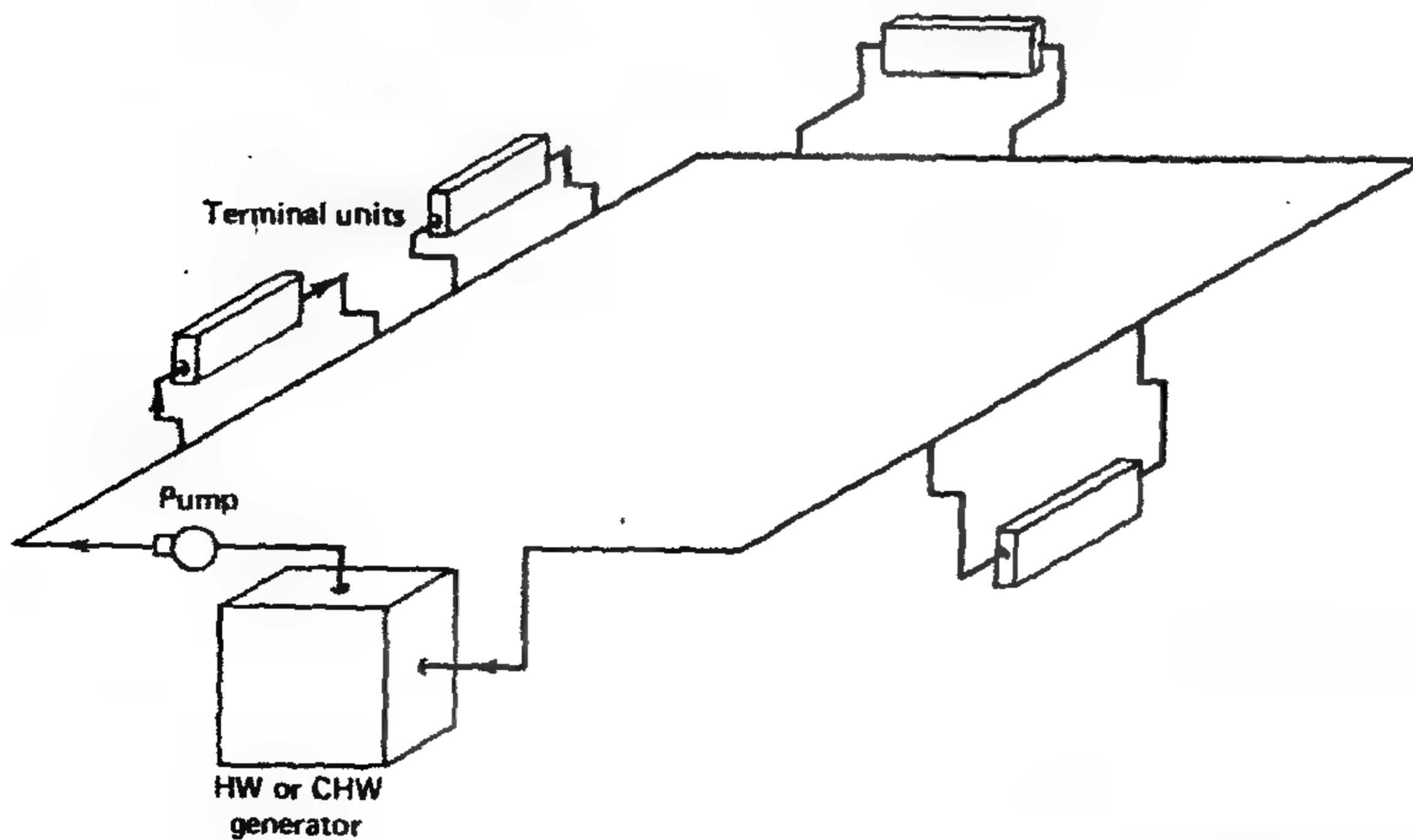
بالرغم من أن تكلفة نظام الأنابيب الثنائية أكبر من نظام الأنبوبة الواحدة إلا أن هذا النظام يسمح بالصيانة والتحكم لكل وحدة طرفية ولهذا يستخدم هذا النظام في الأنظمة الكبيرة .



***Figure 11.8 Series loop piping system***



***Figure 11.9 Split series loop piping system.***



***Figure 11.10 One- pipe main piping system.***

### 11.3.3 نظام الأنابيب الثلاثية

### 11.3.3 Three - pipe system

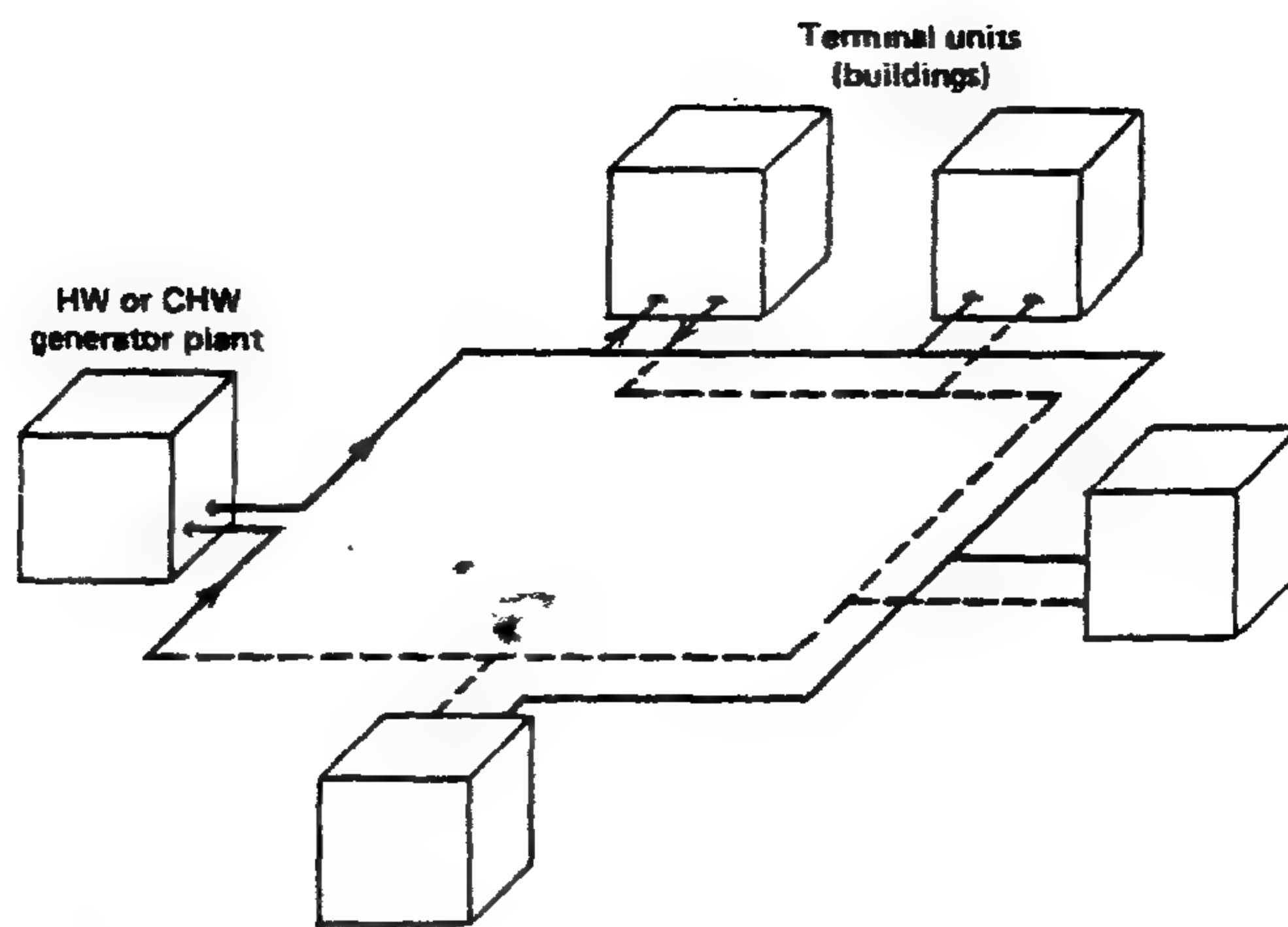
في هذا النظام فإن التغذية لها انبوتان : واحدة للماء المثلج لأغراض التبريد والأخرى للتدفئة بواسطة الماء الساخن كما يمكن خلط الماء الساخن والماء المثلج من خلال صمام ثلاثي له مدخلان ومخرج يؤدي إلى الوحدة الطرفية . أما الأنبوبة الثالثة Fig 11.12 يصب فيها الراجع من الوحدات الطرفية إلى Chiller أو إلى الغلاية Boiler. وبما أن في خط الراجع يصب في كل من الماء الساخن أو الماء البارد أو كلاهما في نفس الوقت فإن الماء البارد سوف ترتفع درجة حرارته والماء الساخن سوف تنخفض درجة الحرارة هذا يشكل استهلاكاً كبيراً للطاقة . للتغلب على هذه المشكلة يمكن استخدام نظاماً يحتوي على أربعة أنابيب ، اثنتان للتغذية والراجع للماء المثلج والاخرتان للتغذية والراجع للماء الساخن .

### 11.4 أنظمة هواء – ماء

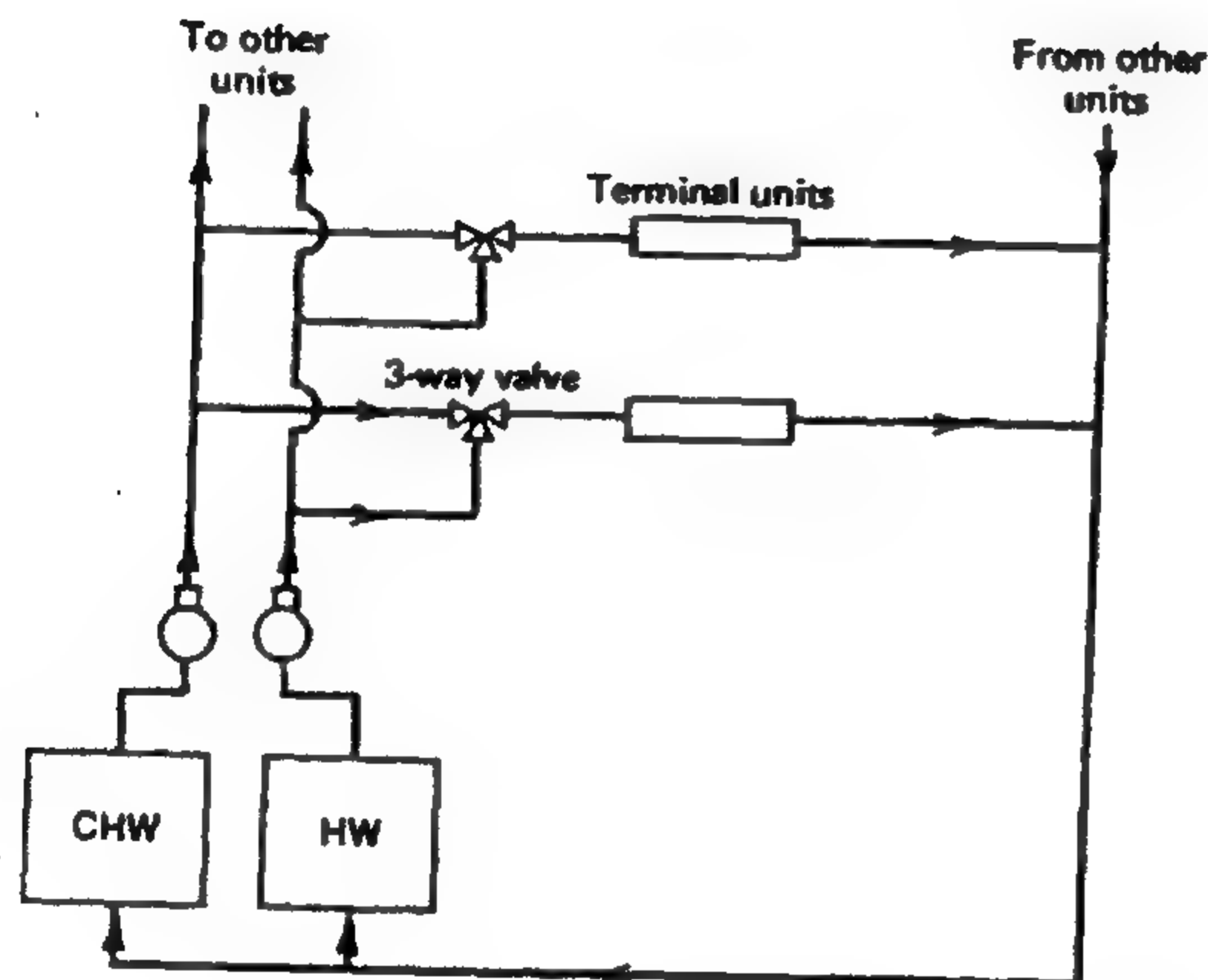
### 11.4 Air-Water Systems

في أنظمة الماء والهواء يتم استغلال أفضل المميزات في أنظمة الهواء الكلي وأنظمة الماء الكلي. ففي هذه الأنظمة يدفع الهواء بكمية بقدر ما تحقق التهوية فقط – بمعنى عدم استخدام هواء الراجع. أما الحمل الحراري كسبا في حالة التبريد وفقداً في حالة التدفئة فيحمله الماء المدفوع إلى الوحدات الطرفية من محطة التبريد Chiller أو من وحدة التسخين الغلاية Boiler . وعلى هذه فإن هذه الأنظمة المختلطة تستخدم للأسباب الآتية :

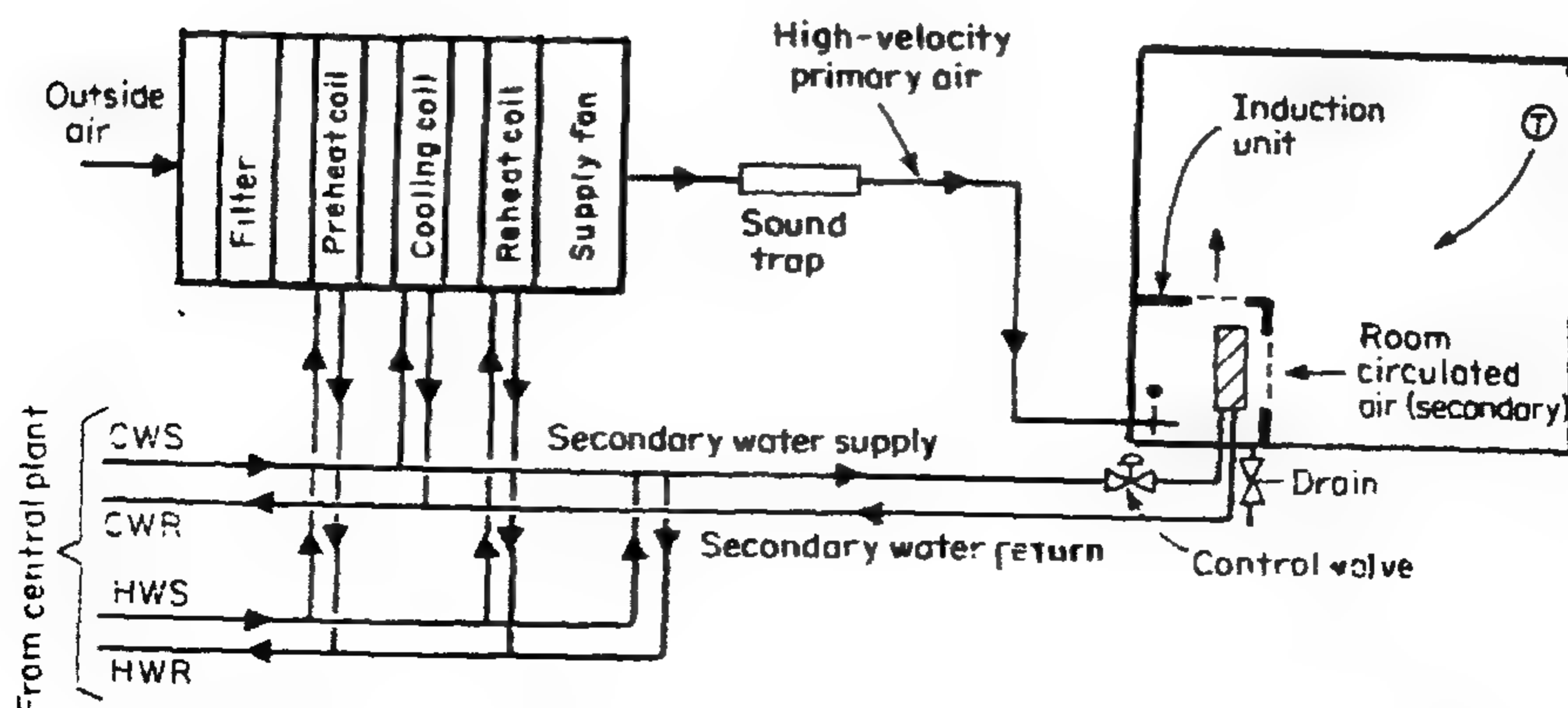
- 1- السعة الحرارية للماء أكبر كثيراً من مثيلتها للهواء وكذلك الكثافة ، وعلى ذلك فإن كمية المياه المستخدمة أقل من مثيلتها للهواء وبالتالي فإن مساحة مقطع الأنبوبة سيكون بالطبع أقل من مقطع مسلك الهواء مما يشغل حيزاً أقل من الغرفة .
- 2- حيث أن كمية الهواء قد تم تخفيضها في هذه الأنظمة إلى الربع تقريباً فإن هذا يدفع إلى استخدام أنظمة سرعات عالية ( السرعة أكبر من 12m/s ) .
- 3- الطاقة المستهلكة لدفع المياه من وإلى الوحدات الطرفية في المبنى أقل كثيراً من التي تستخدم بواسطة المراوح لدفع الهواء خلال مسالك التغذية وسحبه خلال مسالك الراجع . وعلى هذا فإن هذه الأنظمة تجمع بين محطات تكييف الهواء المركزي مع ما يشمله من مسالك لتوزيع هواء التهوية ومعالجته ابتدائياً تبريداً أو تسخيناً ودفعه إلى الغرف. وعلى هذا فإنه يسمى هواءاً ابتدائياً Primary air . كما تحتوي على محطات تبريد مياه وغلايات للتسخين تقوم بدفع



**Figure 11.11 Two-pipe return – reverse system.**



**Figure 11.12 Three-pipe system**



**Figure 11.13 Air- water with induction unit system**



المياه الباردة أو الساخنة إلى الوحدات الطرفية ( وحدات حث Induction Unit أو وحدة ملف ومروحة Fan-coil unit ) يستخدم فيها هواء الغرفة الذي يسمى هواء ثانويا Secondary air وفيما يلي شرح كيفية عمل الوحدات الطرفية مع هذه الأنظمة .

#### 11.4.1 نظام ماء - هواء مع وحدة حث

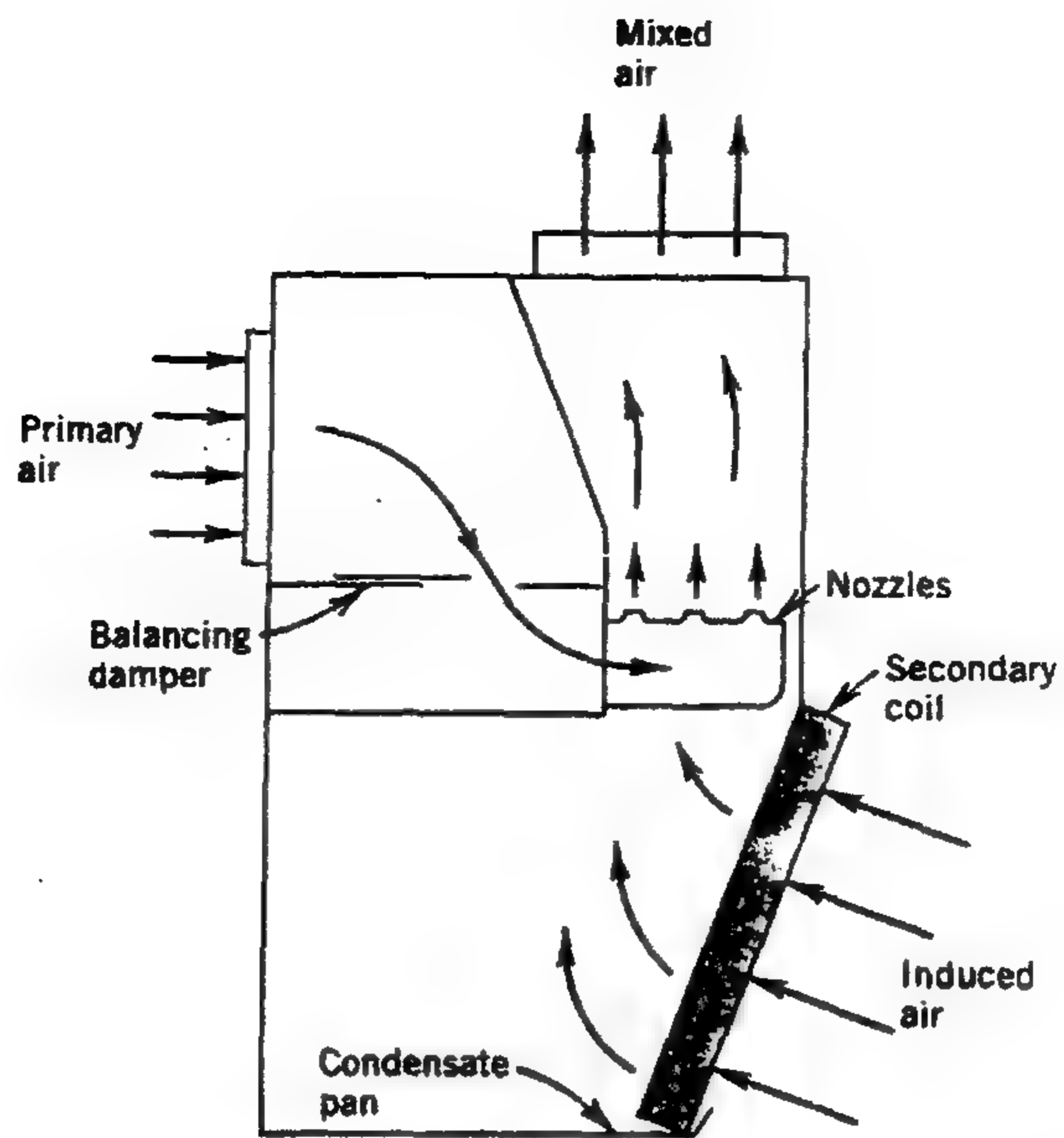
##### 11.4.1 Air-water with induction unit system

في هذا النظام Fig 11.13 فإن الهواء الخارجي بمقدار يسمح للتهوية يتم معالجته بمروره أولا خلال الفلتر Filter ثم السخان المتقدم Pre-heating coil أو ملفات التبريد Cooling coil أو السخان المتأخر Re-heating air ثم مروحة التغذية Supply fan ثم خلال مسالك سرعة عالية تحدث ضوضاء لذلك فقد تم تركيب مخفض ( مصيدة ) صوت Sound trap ومنه إلى الغرفة إلى وحدة الحث Induction unit مشكلا بذلك هواءا ابتدائيا . أما هواء الحث Induced air الذي هو الهواء الثانوي فيتم استغلاله من خلال وحدة الحث لتحقيق سريان الهواء في الغرفة لتحقيق ظروف الراحة . التركيب الأساسي لوحدة الحث مبين في Fig 11.14. حيث يدخل الهواء الابتدائي Primary air القادم من وحدة تكييف الهواء المركزية في ضغط عالي مارا ببوابة أوازن Balancing damper لضبط كمية الهواء ثم يمر من خلال فوهة Nozzle رأسيا بسرعة عالية . هذا يخلق ضغط منخفض أسفل الوحدة مع تأثير حث Induction effect يسحب معه هواء الغرفة Secondary air أو Induced air الذي يمر على ملفات يستدفق بداخلها أما ماء متلج Chilled water أو ماء ساخن Hot water طبقا لحاجة الغرفة . هذا الهواء بعد ذلك يخلط مع الهواء الابتدائي ويخرج الخليط إلى الغرفة . وحدات الحث عادة ما توضع على الأرض في محيط الغرفة أسفل الشباك كما يمكن وضعها قرب السقف في بعض الأحيان هذا النظام لا يحتاج إلى مروحة لسريان الهواء داخل المكان .

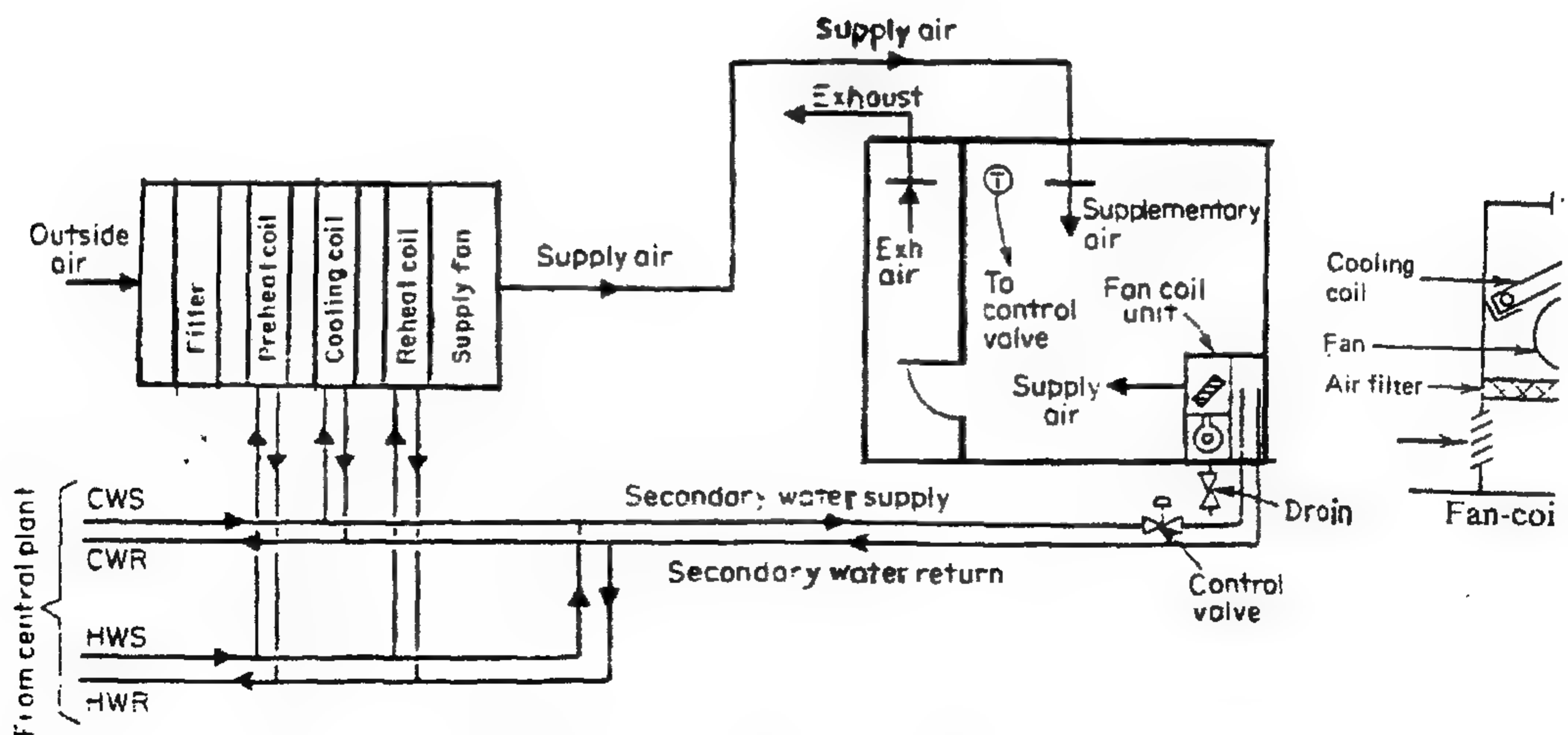
#### 11.4.2 نظام ماء - هواء مع وحدة ملف-مروحة

##### 11.4.2 Air-water system with fan - coil unit

هذا النظام Fig 11.15 شبيه بالنظام السابق حيث يمكن استخدام وحدة ملف - مروحة Fan-coil unit بحيث توضع في أسفل الغرفة مع وحدة التكييف المركزي بنظام ماء - هواء



**Figure 11.14 Air- water induction unit**



**Figure 11.15 Typical air- water with fan- coil unit system**

حيث يعامل الهواء الابتدائي في وحدة التكييف المركزي بالقدر الذي يسمح بالتهوية ويضخ للغرفة. هواء الغرفة يتم تبريده أو تسخينه من خلال مائة مارة في ملفات قد يمر بها ماء مثليج أو ماء ساخن طبقا للحاجة. وقد تعمل وحدة الملف والمروحة بمعزل عن وحدة تكييف الهواء المركزي وفي هذه الحالة فيصبح نظام التكييف نظام ماء كلي .

وحدة الملف والمروحة تتكون من ملفات تبريد وقد تعمل للتسخين وهي مركبة في الجزء العلوي ويوجد أسفلها مروحة طرد مركزي صغيرة تسحب هواء الغرفة إذا كانت تعمل بنظام ماء- هواء مع محطة التكييف المركزي أو هواء خارجي إذا كانت تعمل بنظام ماء كلي ثم يمرر على فلتر ثم على ملف التبريد أو التسخين لتبريده أو لتسخينه حسب الحاجة ثم يضخ داخل الغرفة . وحدة الملف والمروحة قد توضع رأسيا على الأرض وقد توضع أفقيا في السقف .

## 11.5 مقارنة الأنظمة المجمعة والنظام المركزي

### 11.5 Comparison Between Unitary and Central Systems

المقارنة هنا لا تشمل وظيفة كل من النظامين حيث وظيفتهما واحدة ولكنها تعتمد بالدرجة الأولى على طريقة تركيب وترتيب عناصر النظام ويمكن إيجازها في الآتي :-

- في الوحدات المجمعة كل العناصر وتشمل معدات التبريد ، المروحة ، الفلتر ، ملفات (تبريد وتسخين ) ، البوابات ، أجهزة التحكم كلها متوافقة ومختارة ومجمعة في المصنع وتخرج وتحمل طرازا ورقما معينين يمكن اختيارها طبقا لهذا الرقم والطراز من الكتالوجات في النظام المركزي ليست كل العناصر مجمعة في مكان واحد حيث يتم اختيارها بواسطة مهندس التصميم وتجمع مع بعضها بواسطة المقاول .
- الوحدات المجمعة عادة ما توضع في أو قريبا من المكان المراد تكييفه أما معدات التكييف المركزي عادة لا توضع في المكان المراد تكييفه وتدار عن بعد Remote من المكان المكيف وتعتمد على التصميم الموضوع .
- من الناحية النظرية فإن كل من الوحدات المجمعة المركزية يمكن أن تكون نظاما ماء كلي أو هواء كلي أو ماء - هواء تخدم منطقة أو أكثر فإن من الناحية العملية الأنظمة المجمعة كلها هواء كلي ويقتصر عملها على منطقة واحدة وبدون إعادة تسخين حيث أن مكوناتها مجمعة كليا في المصنع .

## 11.6 Unitary Units

## 11.6 الوحدات المصنعة

### أولاً - وحدات الغرف Room units

تصنع وحدات الغرف في الأنواع الآتية :-

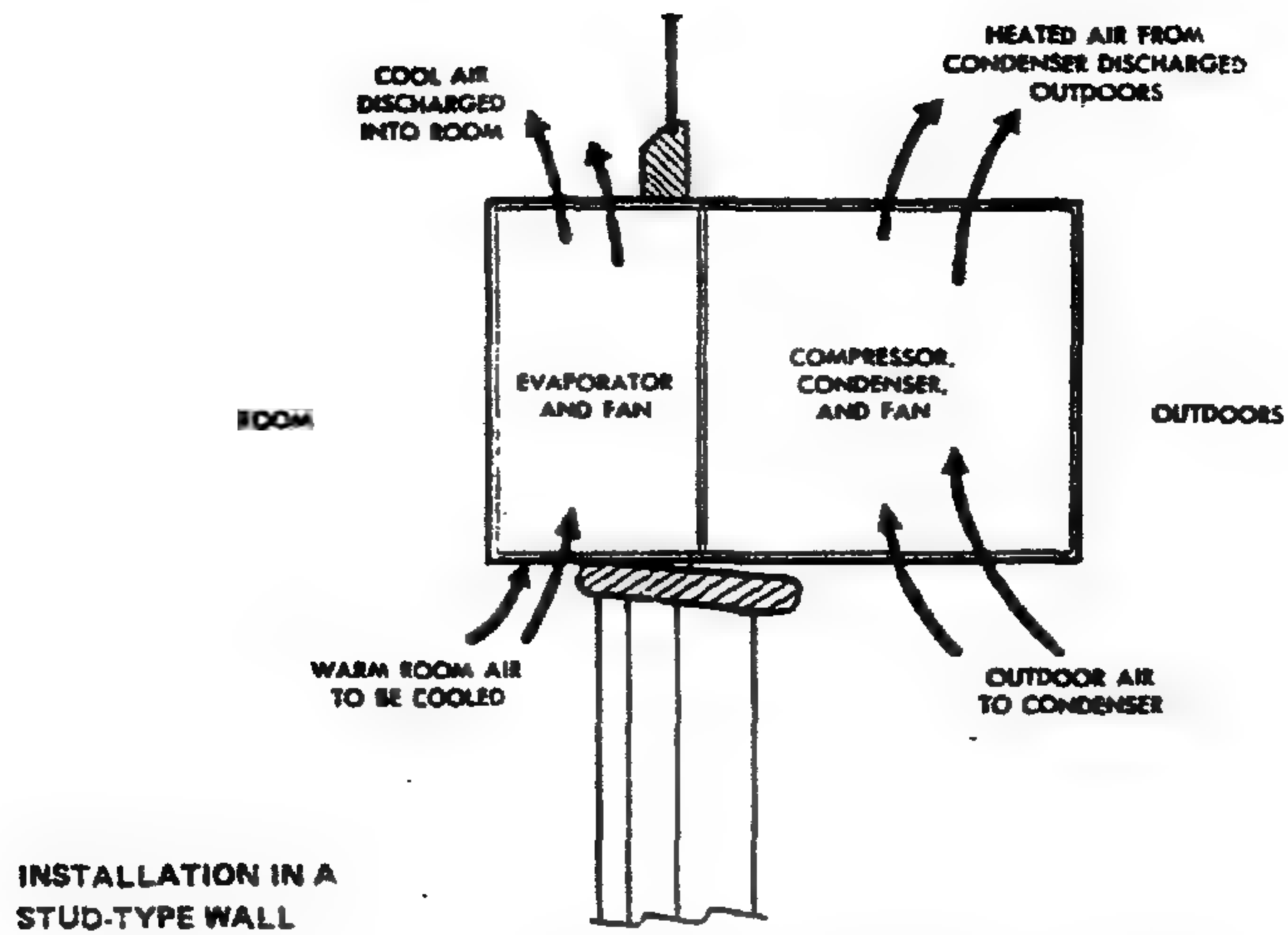
- وحدات الشباك Window units : هذه الوحدات تتركب في فتحة في الحائط Fig 11.16 بحيث يكون الضاغط و المكثف للخارج وذلك لتجنب الضوضاء الناشئة عنها والمبخر والفلتر للداخل تقوم المروحة بسحب هواء الغرفة ويمر على الفلتر ثم ملفات التبريد ويبرد ثم يقوم بإعادة دفعة للغرفة مرة أخرى أما حرارة الهواء الداخلي فيحملها الهواء الخارجى بالإضافة إلى حرارة الضاغط ويطردهما من خلال المكثف للخارج. يوجد الآن طرازات من هذا النوع يمكن التحكم فيها عن بعد وتنتج هذه الوحدات بقدرات حتى 36 طن تبريد وهذه الوحدات بالطبع لا تستطيع تغيير الحرارة المحسوسة للغرفة ولذلك فإن تحكم الرطوبة لا يعطى نتائج جيدة، هذا بالإضافة إلى أن مستوى الإزعاج الصادر عنها محسوس ومستوى نقاوة الهواء منخفض حيث أنها مزودة بمرشحات تحجز فقط الجسيمات الكبيرة . وهذه الوحدة تستهلك طاقة كبيرة نوعاً ما حيث لا يمكن التحكم في قدراتها .

- الوحدات المنفصلة Split - units وحدات الغرفة تم تطويرها بحيث تصنع في جزئين الأول ويحتوى على المبخر والفلتر ويوضع داخل الغرفة أو على الأرض أو تعلق في الحائط أو الجزء الآخر تشتمل على الضاغط المكثف فيوضع خارج المكان ويرتبط الجزءان بمواسير مائع التبريد من وإلى المبخر من خلال فتحة صغيرة في الحائط المشترك وطريقة عمل هذه الوحدة مثل السابقة وتمتاز عنها بمستوى ضوضاء أقل . حالياً تصنع هذه الوحدات لتخدم أكثر من غرفة Fig 11.17 وتمتاز الوحدات المنفصلة بالآتى :

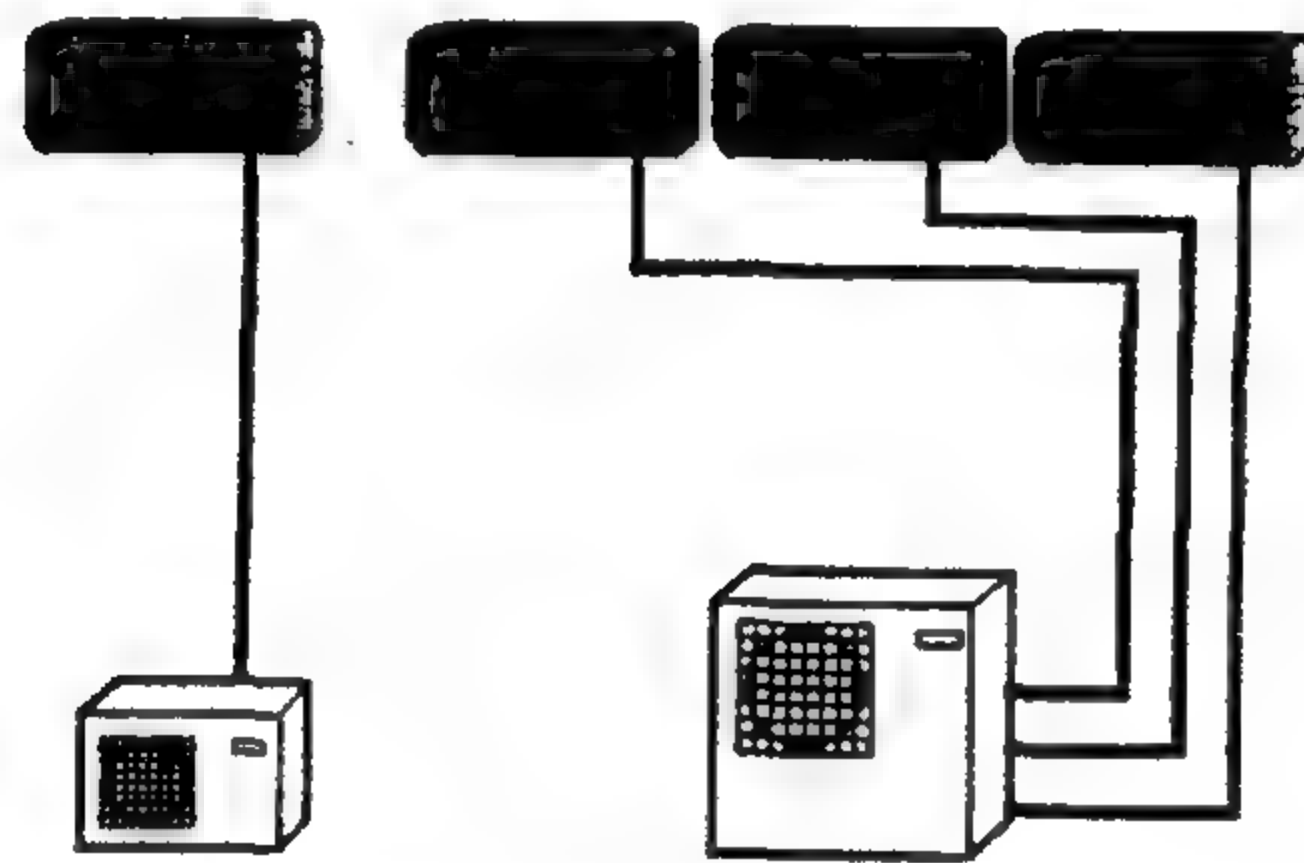
1- التكلفة الأولية أقل من نظام التكييف المركزى

2- الفراغ الذى تشغله محدود نسبياً بمقارنة مع التكييف المركزى .

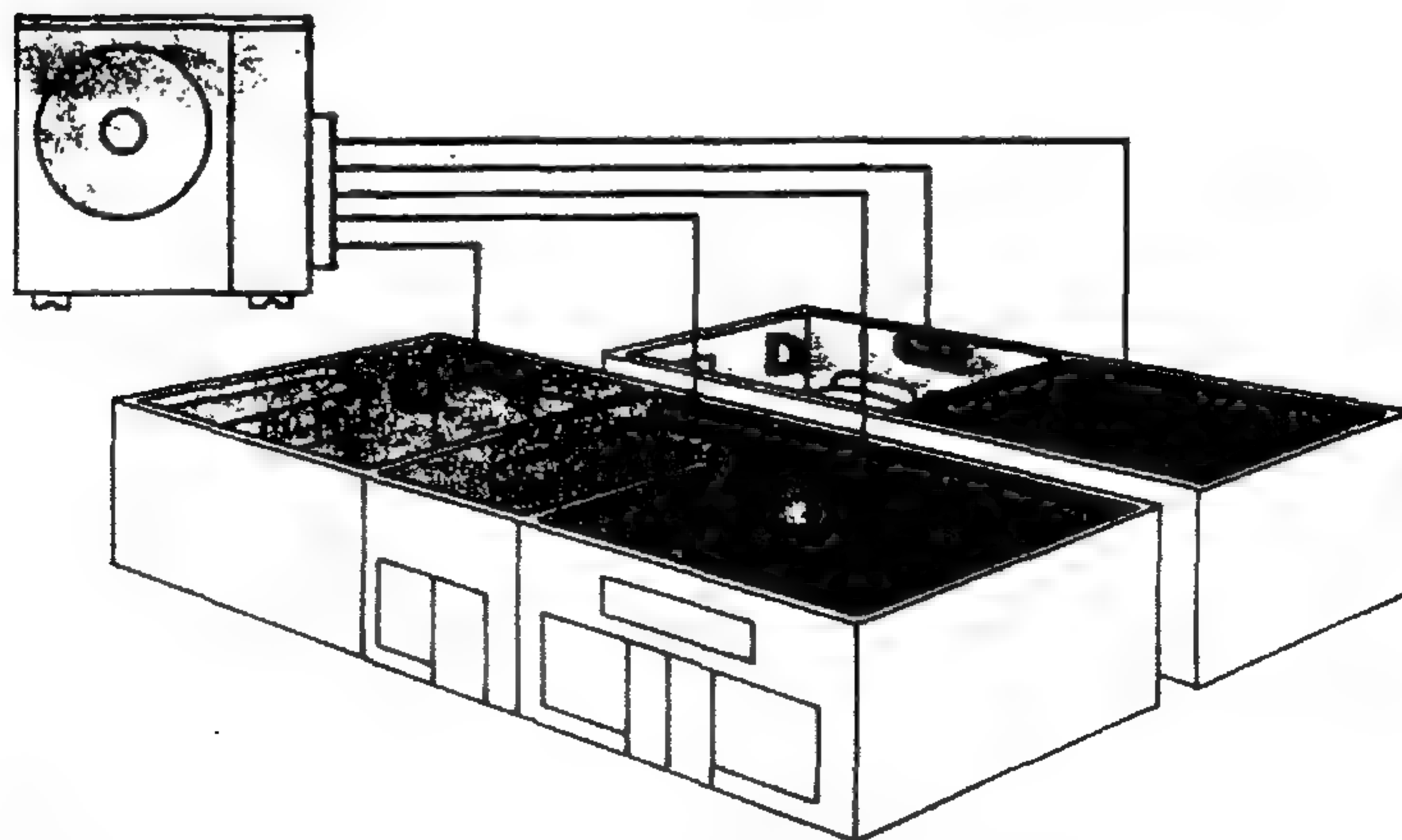
هذه الأنظمة غير اقتصادية عندما تعمل مع عدد كبير من الغرف



*Figure 11.16 Arrangement of wall air- conditioner*



*Figure 11.17 Split unit for single or more than one room*



*Figure 11.18 Typical arrangement of split unit for multi – location.*



الوحدات الداخلية قد توضع على أرضية الغرف أو في حائط علوي Fig 11.18 أو في السقف

حيث تسمى بالوحدة الكاسيت Fig 11.19 Cassette unit .

هذه الأنظمة تستخدم بصورة جيدة في الفنادق والموتيلات .

• وحدات المضخة الحرارية Heat pump units كل أنظمة التبريد مضخات حرارية

حيث أنها تمتص الطاقة الحرارية عند درجة حرارة منخفضة وتضخها من خلال المكثف

للخارج عند درجة حرارة عالية . هذه الحرارة المطرودة من خلال المكثف يمكن

استخدامها في التدفئة .

وفي بعض الأحيان يمكن استخدام هذه الوحدة في التبريد والتسخين في نفس الوقت

ولذلك يمكن اعتبار المضخة الحرارية إحدى نظم إسترجاع الطاقة . في هذه الحالة

فإن وحدة التبريد Fig 11.20 تزود بصمام مرتبط بالضاغط يسمى صمام عاكس رباعي

Four- way reversing valve له مدخل ثابت Fig 11.21 على خط سحب البخار

والمخارج الثلاثة الأخرى تستخدم لعكس اتجاه البخار المضغوط وبالتالي تبادل وظائف المبخر

والمكثف في حالتي التبريد والتدفئة . وفي حالة التدفئة فإن الهواء الراجع يمر على ملفات المكثف

فترتفع درجة حرارته ويتم ضخه في المكان المكيف. في حالة التبريد يتم عكس الدورة فالمكثف

في حالة التدفئة يعمل كمبخر في حالة التبريد فالهواء الراجع يمر على المبخر فيبرد ويغذي

المكان المراد تكييفه .

أجهزة التبريد التي تعمل بنظام عاكس الدورة أغلى في الثمن من الأجهزة التي تعمل بمسخانات

كهربائية حيث أنها أقل استهلاكاً للطاقة .

**ثانياً: مكيفات هواء مجمعة Unitary air-conditioners**

هذه الأجهزة مصممة بحيث يمكن تركيبها في أو قريباً من المكان المكيف هذه الوحدات قد تسمى

وحدة بولاب وهي تحتوي على كل العناصر المطلوبة لمعالجة الهواء وفي بعض الأحيان قد

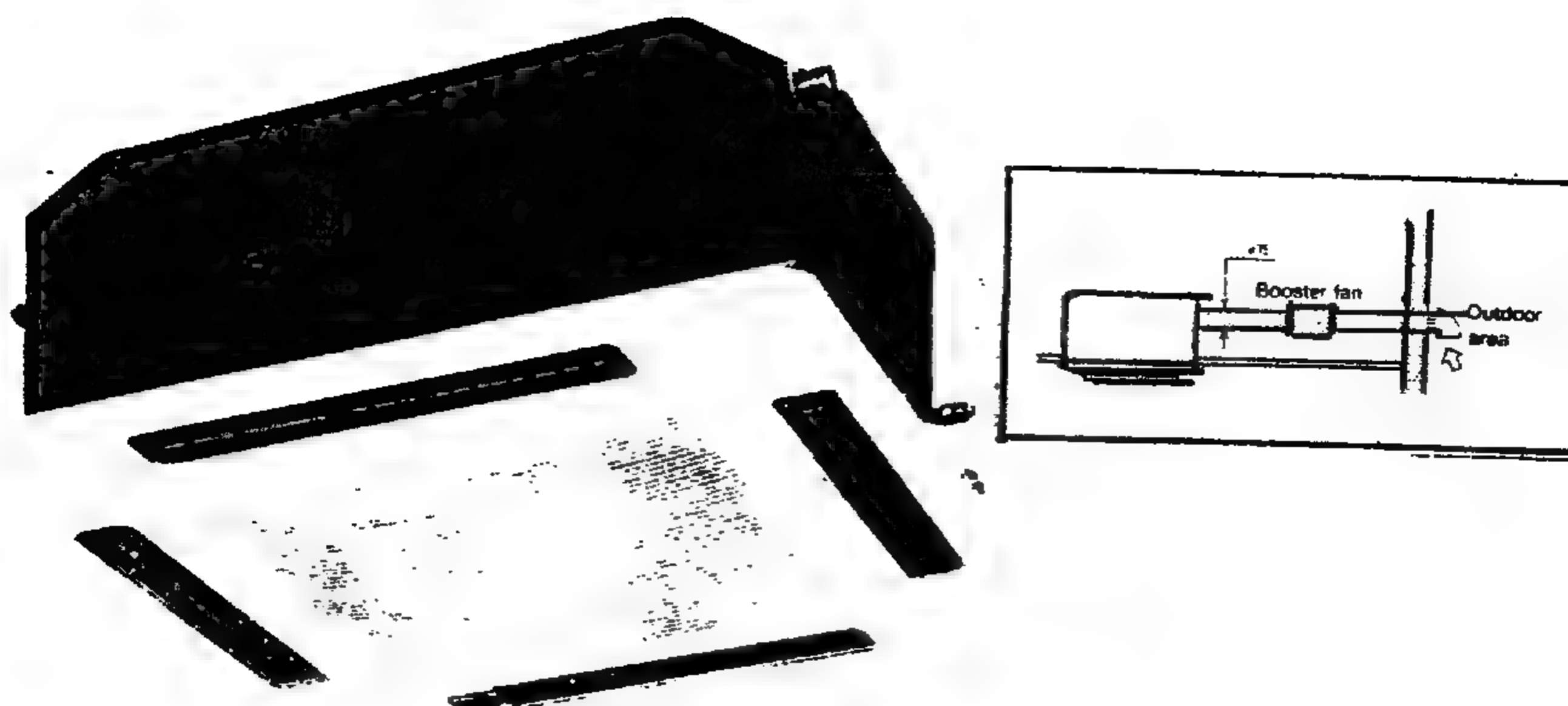
تحتوي على ملفات تسخين . هذه الوحدات قد تكون أفقية أو راسية كما في Fig 11.22 . قد

تستخدم هذه الأجهزة لضخ الهواء مباشرة في الغرفة أي لا تحتاج معدات توزيع هواء وقد تستخدم

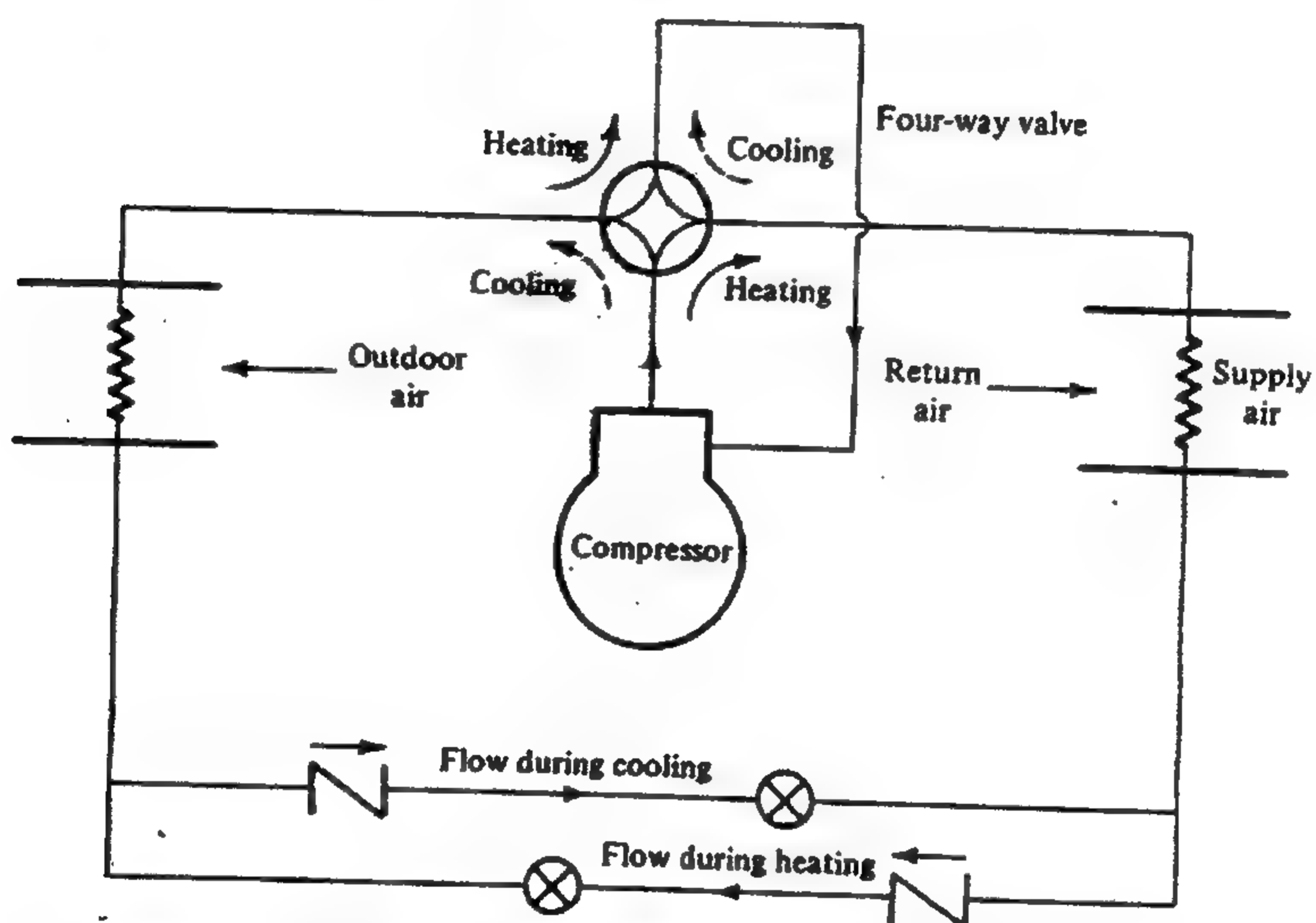
مع مسالك قصيرة نوعاً ما كما هو مبين في Fig 11.23 . تستخدم هذه المكيفات في المنازل ،

المحلات التجارية المتوسطة وكما هو واضح فإن الهواء المار على المكثف يضخ للخارج . في

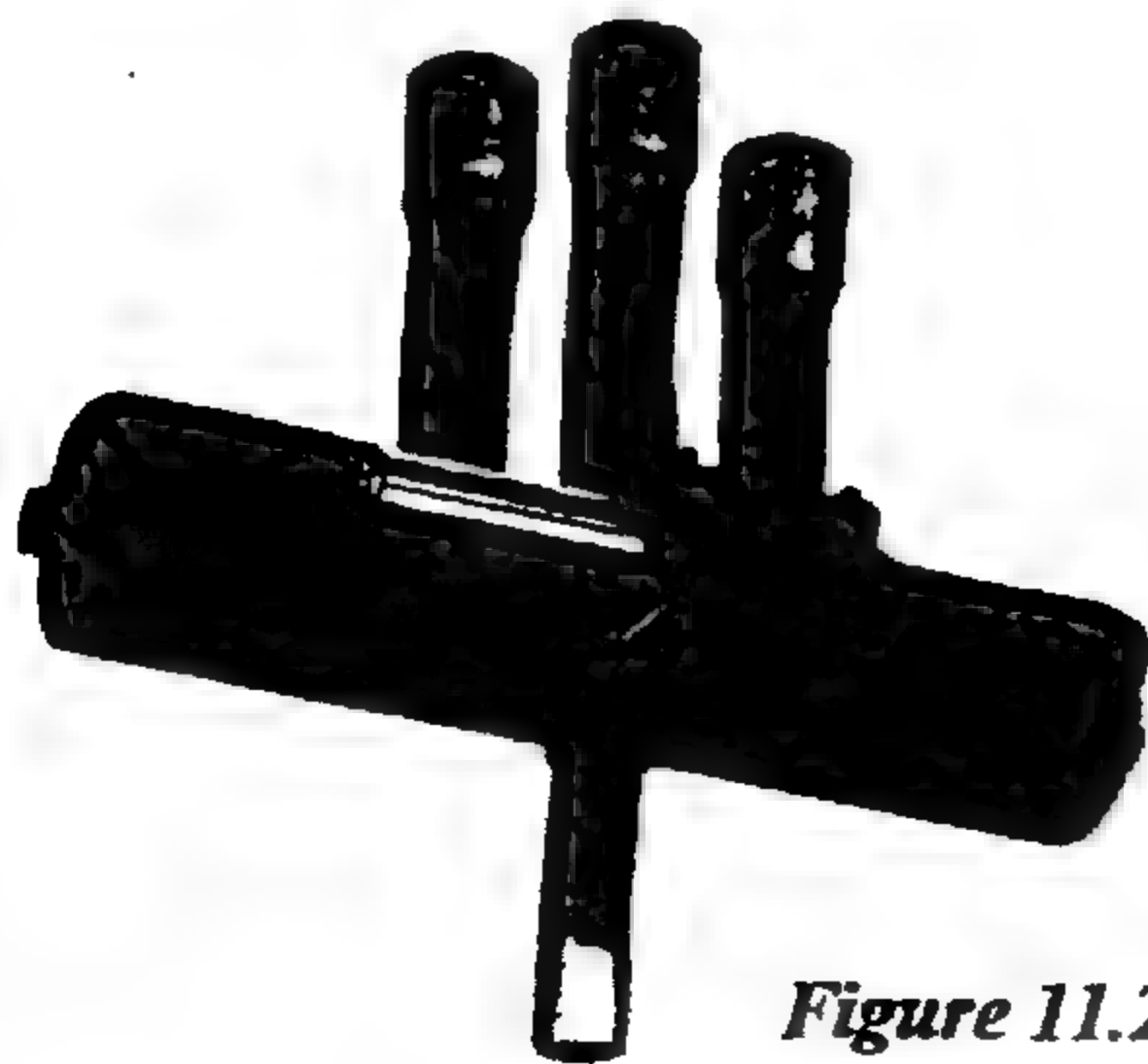
بعض الطرازات قد تستخدم وحدتان Split بحيث تركيب وحدة التكثيف Condensing unit



*Figure 11.19 Split – cassette unit.*



*Figure 11.20 Typical flow diagram of an- air heat pump.*



*Figure 11.21 Four- way reversing valve*

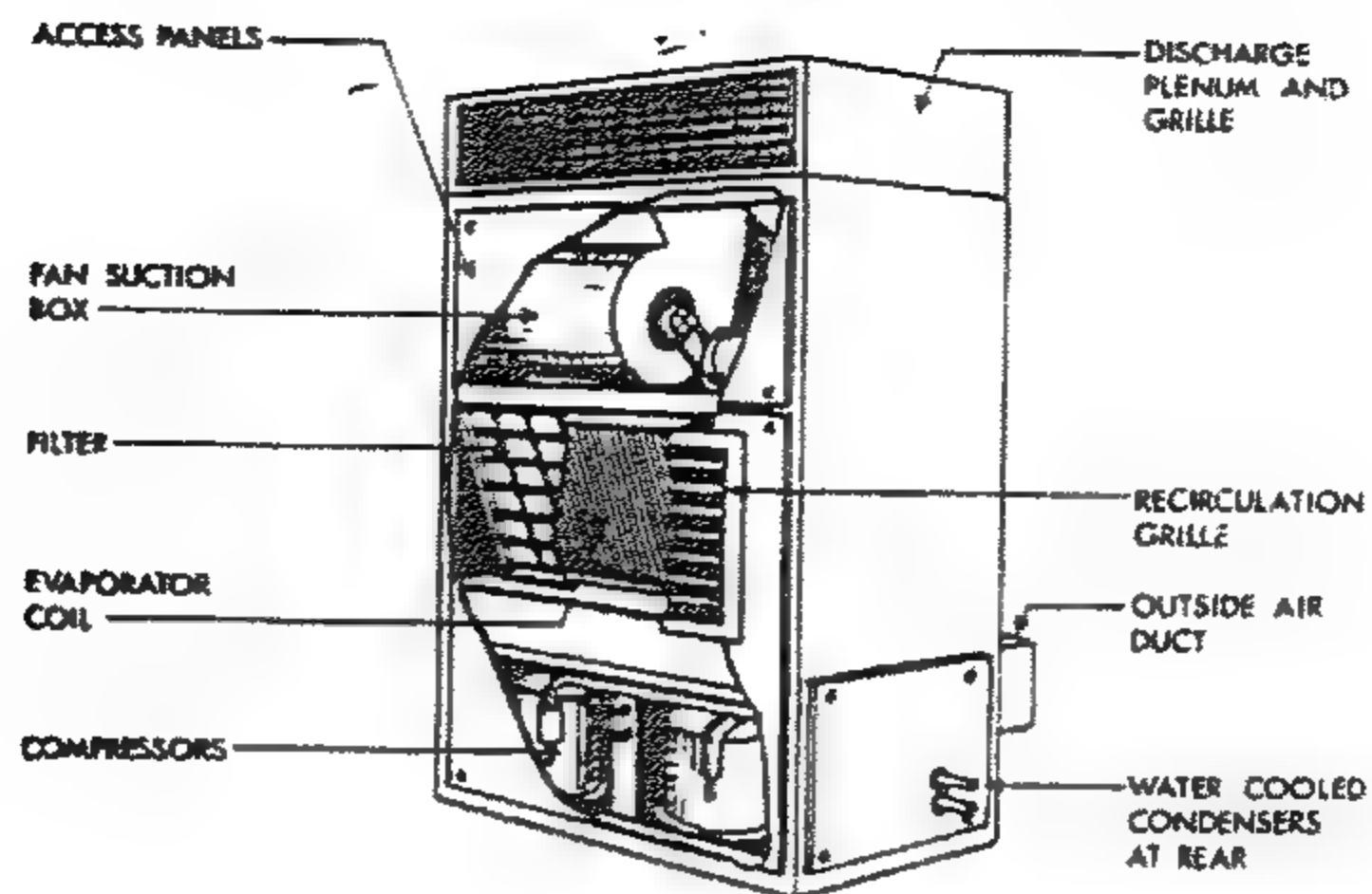


Figure 11.22 Typical unitary air conditioner

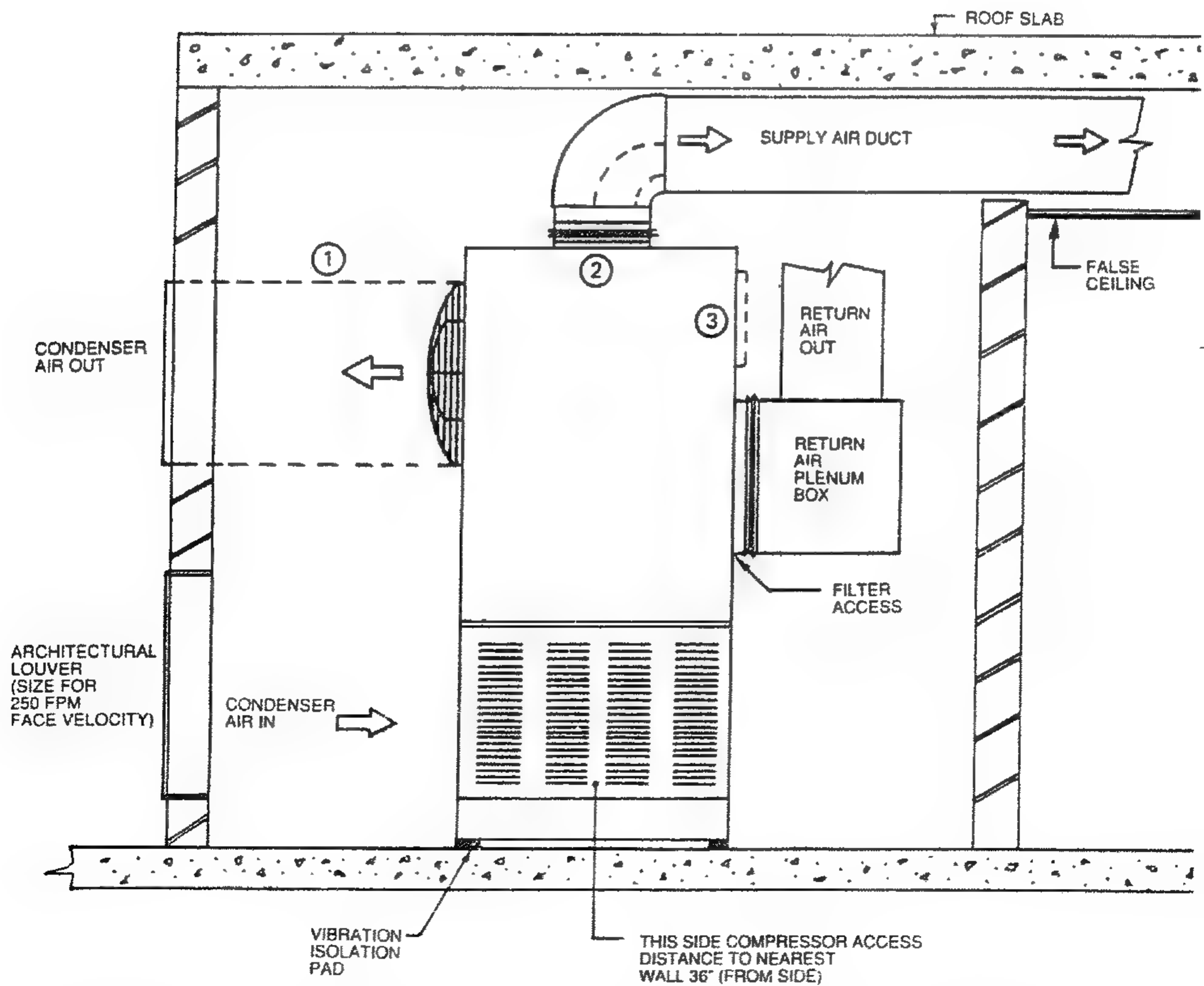


Figure 11.23 Arrangement of unitary air conditioner with supply duct.

خارج المكان . هذه المكيفات لها نفس عيوب ومميزات وحدات الغرف . وتنتج في ساعات حتى 150kW .

### ثالثا : الوحدات السقفية Rooftop unit

هذا النوع من الوحدات المجمعة مصمم لكي يتم تركيبه خارج المكان المراد تكييفه وعادة ما يتم وضعه على السقف او سطح المبنى وعادة ما يكون عناصر معالجة الهواء (الفلتر، السخانات ، والمبخرات ووحدات الترطيب) بالإضافة إلى وحدة التكييف (الضاغط والمكثف) كلها موضوعة في داخل هيكل من الصلب المقاوم للصدأ بحيث تستطيع أن تقاوم الظروف الجوية السيئة Fig 11.24. تستخدم الوحدات السقفية مع نظام مسالك ونظام توزيع هواء داخل الغرف وهذه

الوحدات تصنع لتخدم منطقة واحدة أو عدة المناطق Fig 11.25

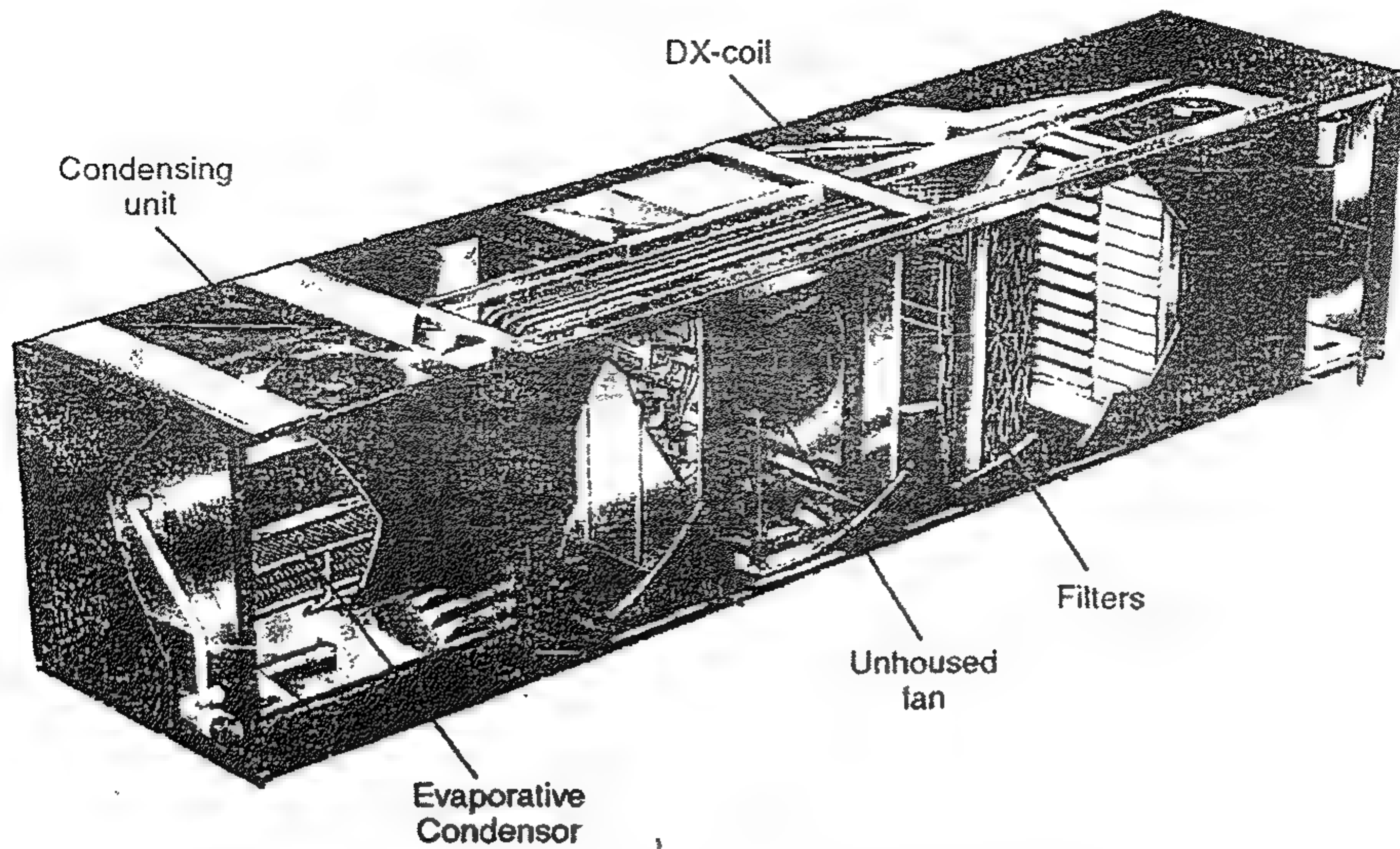
تمتاز الوحدات السقفية بأنها لا تشغل حيزا في المكان المراد تكييفه بالإضافة على رخص ثمنها وهذا ويكثر استخدام هذه الوحدات في المباني ذات الدور الواحد .

## 11.7 وحدات مناولة الهواء 11.7 Air Handling Units (AHU)

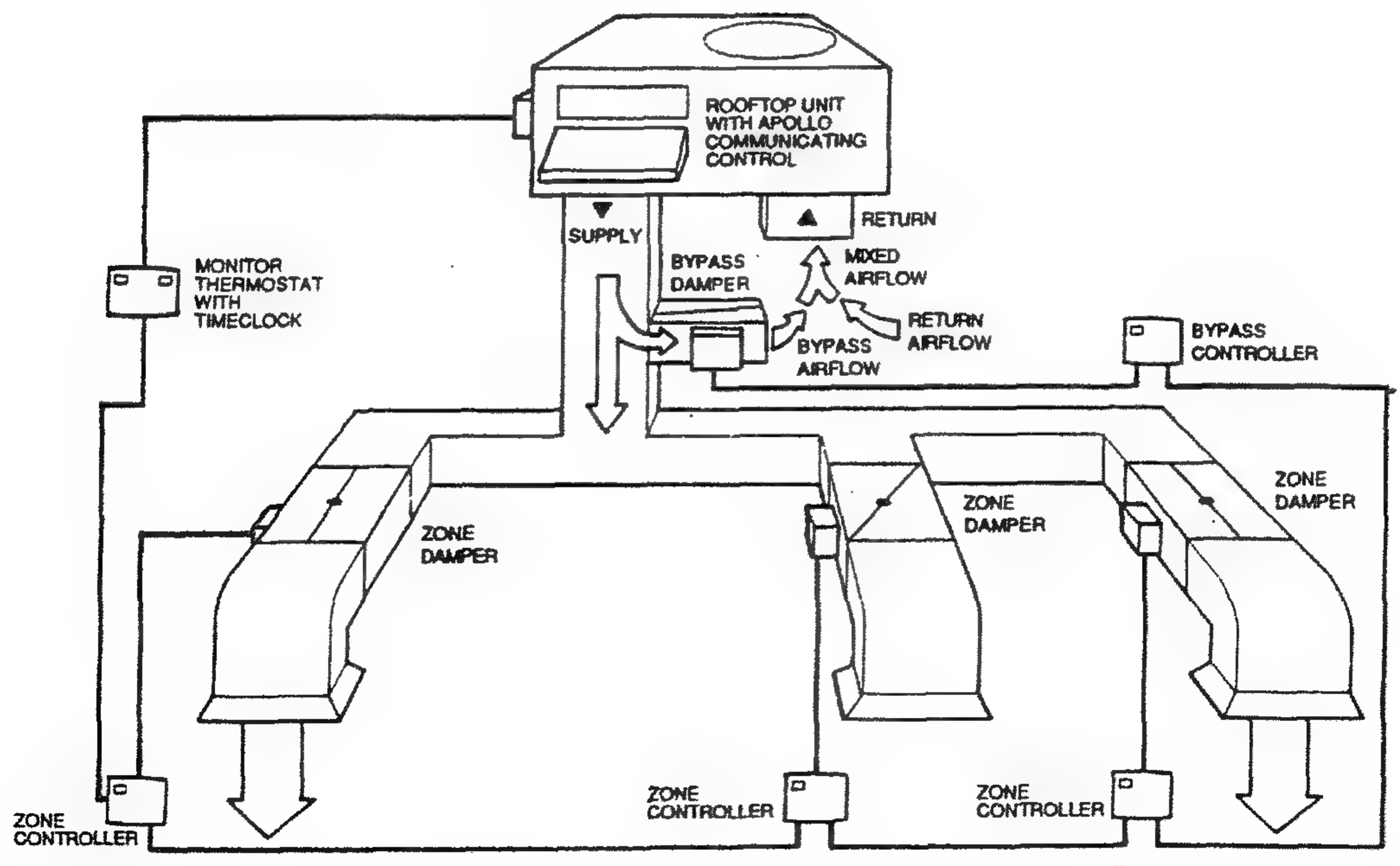
وحدات مناولة الهواء تنتمي إلى الوحدات المجمعة الكبيرة حيث تشمل هيكل من الصلب ويحتوى على ملفات تبريد وتسخين، مروحة ، فلتر بوابات وصندوق خلط وقد تسمى فى بعض الأحيان جهاز تكييف مركزى. تركيب هذه الوحدات قد يخدم منطقة واحدة أو عدة مناطق. فى الوحدات ذات السعات الصغيرة والمتوسطة فإنها تصنع فى قطاعات : قطاع المرواح ، قطاع الفلتر ، قطاع الملفات فى ساعات مختلفة Fig 11.26 . طبقا لاحتياجات المصمم تجمع السعات المطلوبة من العناصر السابقة . بالنسبة للسعات الكبيرة فيتم اختيار السعات المطلوبة من كل عنصر ويقوم المقاول بتصنيع الهيكل الذى سيركب به هذه القطاعات كما سبق وبيننا فى Fig 11.26 وتجدر الإشارة إلى أن جدران الهيكل من الصلب المجلفن ومعزولة حراريا لتجنب الفقد الحرارى خاصة من منطقة ملفات التبريد. وتزود هذه الوحدات بأنظمة صرف للمياه الناتجة عن إزالة الرطوبة أسفل ملفات التبريد. هذه الوحدات عادة ما تزود بأبواب للقيام بأعمال الصيانة والإصلاح.

عند وضع المروحة يعد الملفات ( مجرى هابط Down-stream) تسمى الوحدة فى هذه الحالة وحدة سحب دونى Draw-thou وعند وضع المروحة فى الوحدة قبل الملفات فى مجرى صاعد up-stream تسمى وحدة قذف صاعد Blow thou Fig 11.27 ويفضل عادة وحدة السحب





*Figure 11.24 A cut view of a rooftop package unit.*



*Figure 11.25 Rooftop unit for multi- zone.*



# UnifLEX39

*The Flexible Performer*

UnifLEX39 allows for unlimited configurations using over 70 different component sections. Shown here is a typical unit.

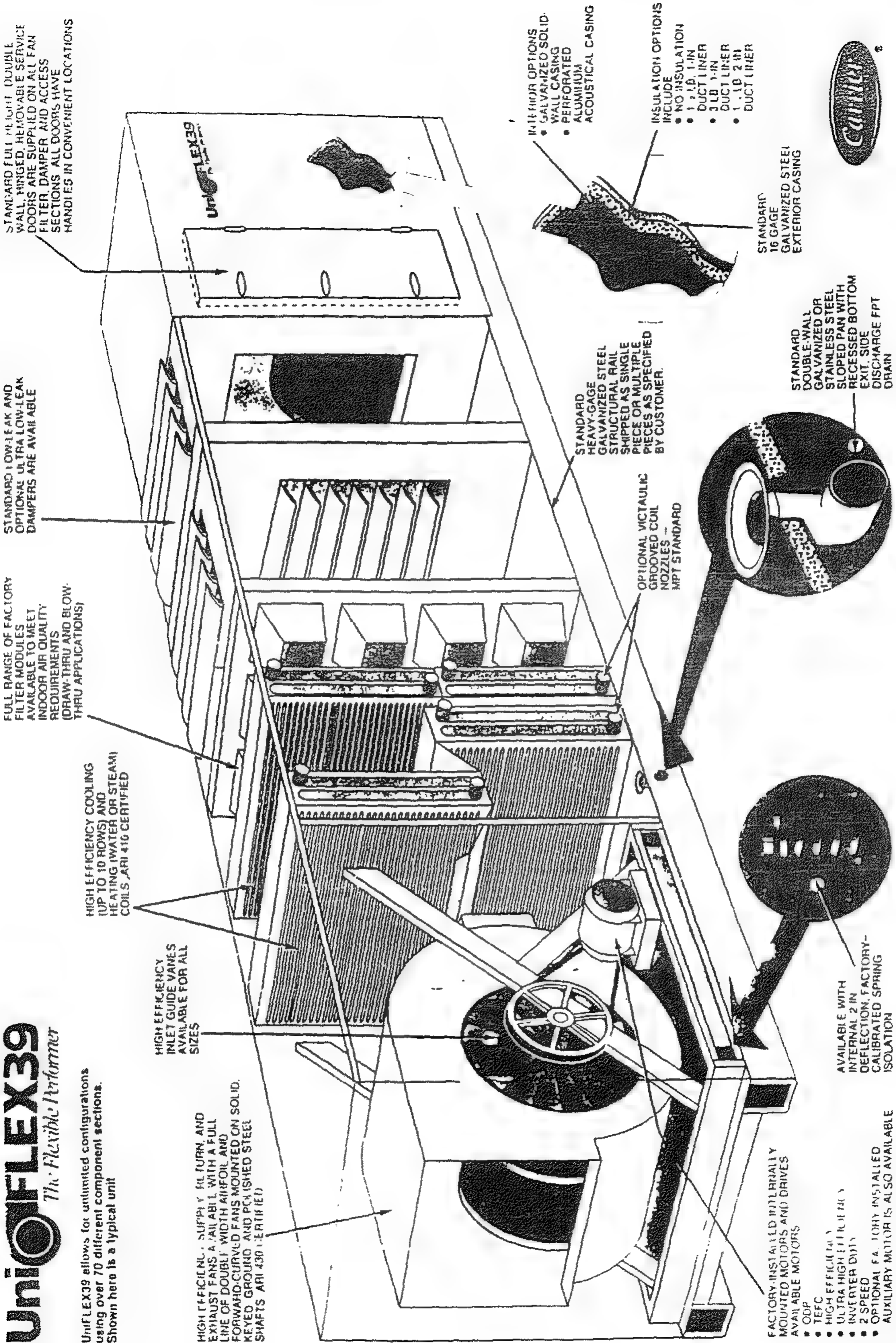
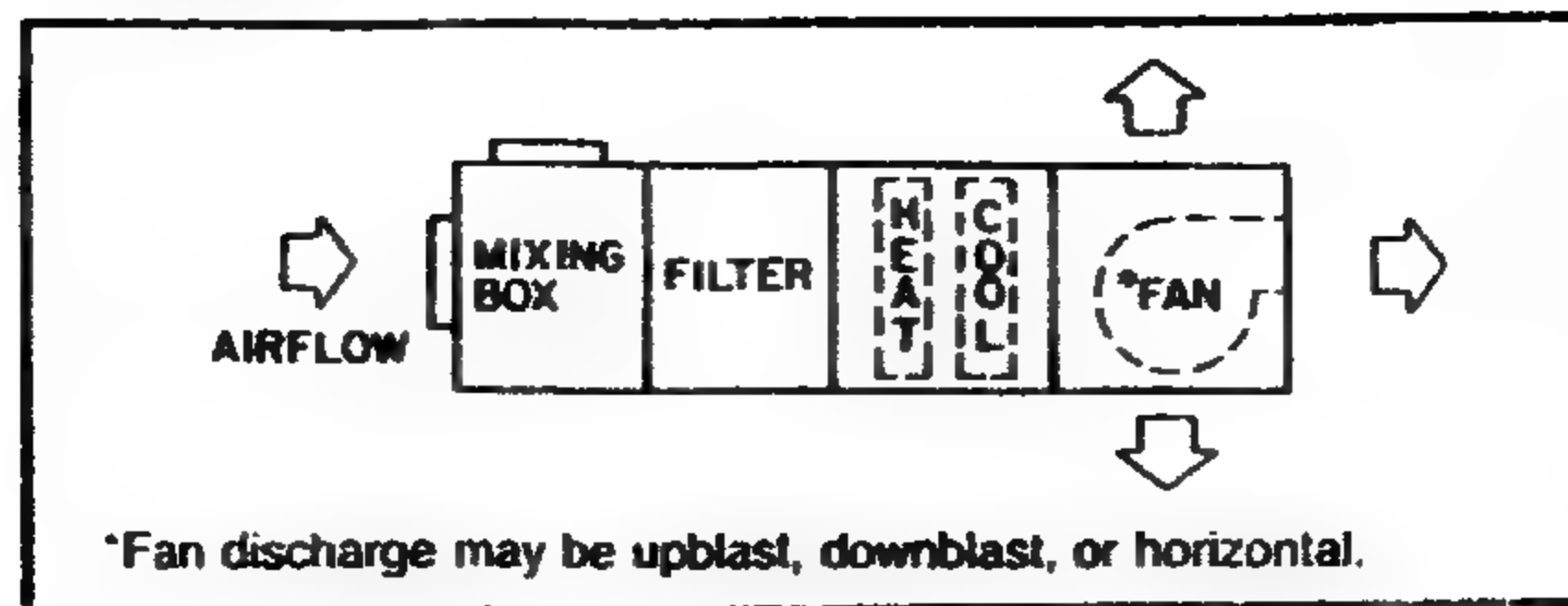
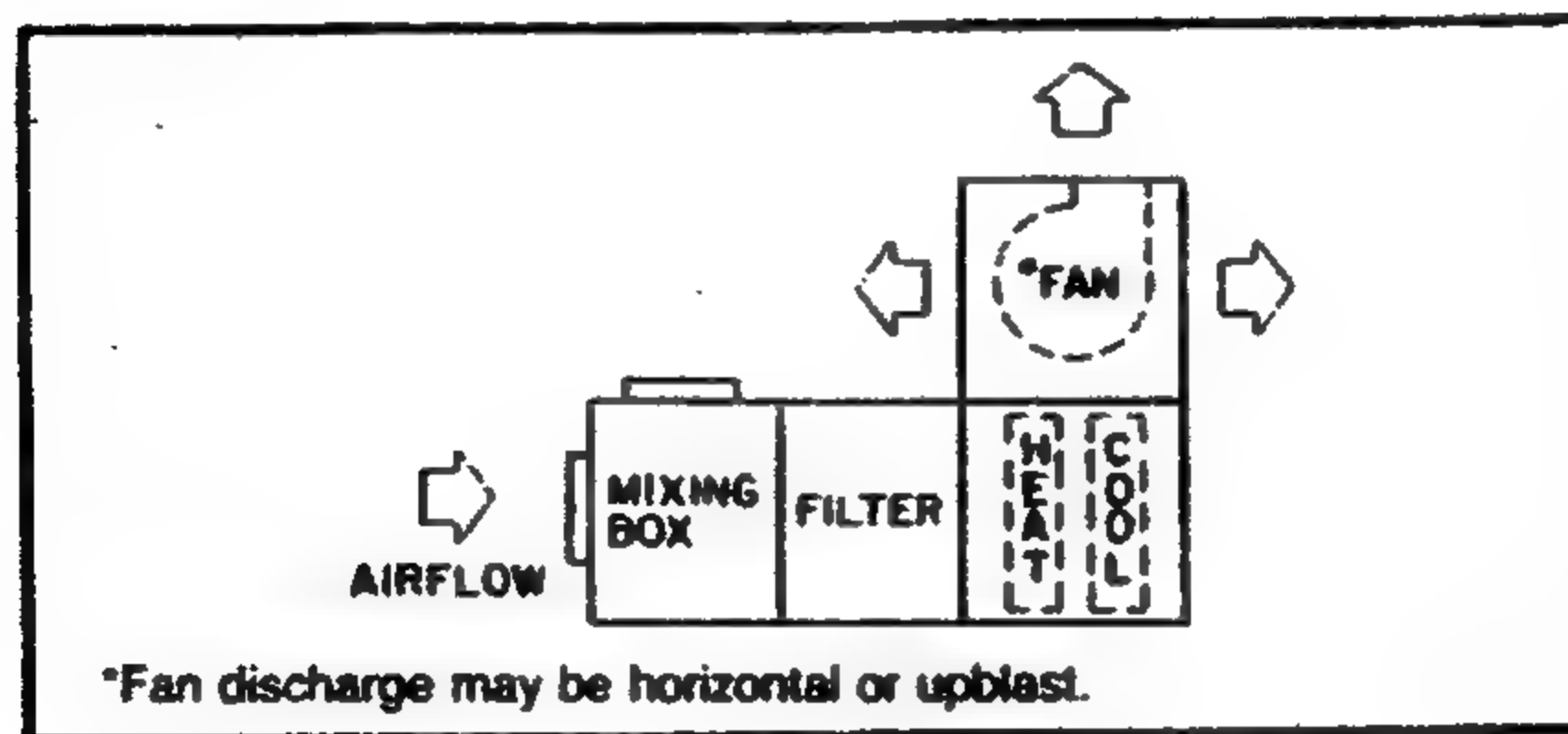


Figure 11.26 A. Carrier air-handling unit.

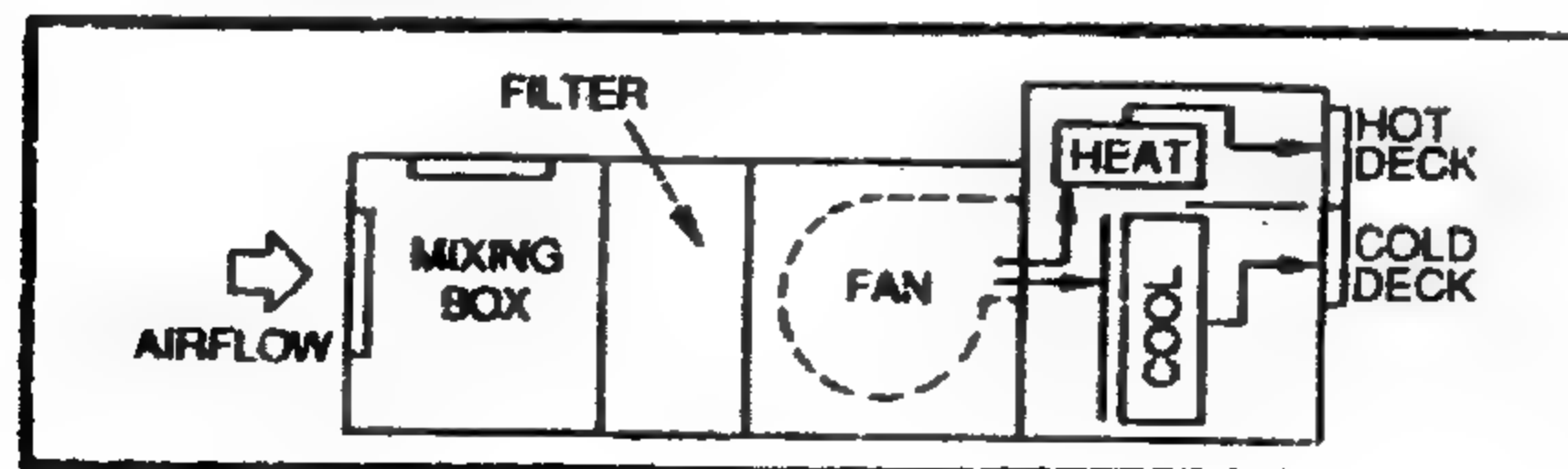
**A**      **Draw-thru units**  
**Horizontal**



**Vertical**



**B**      **Blow-thru units**



*Figure 11.27 Draw- thru (a) and blow thru (b) Air Handling unit.*

الدونسي Draw thou حيث أن الهواء المسحوب يمر بانتظام على ملفات التبريد والتسخين. هذا وتستخدم وحدات القذف Blow-thou في أنظمة تعدد المناطق وللتغلب على مشكلة عدم انتظام سريان الهواء على الملفات توضع أحيانا ألواح مثقبة Perforated plates بين المروحة والملفات

## 11.8 ملفات التبريد والتسخين 11.8 Cooling and Heating Coils

تستخدم ملفات تبريد الماء المثلج القادم من محطة التبريد Chiller أو بخار مانع التبريد Vapor refrigerant في هذه الحالة تسمى ملفات تمدد جاف Dry expansion ( DX) coil تصنع ملفات التبريد من مواسير من النحاس وتغطي بزعانف من الألومنيوم أو النحاس . ويتم تصنيعها في سربنتينة ويتم ترتيب الملفات أما ترتيب متوازي أو متتالي. في عدد من الصفوف دخول الماء المثلج أو مانع التبريد يتم عادة من أسفل وخروجه من أعلى حتى نضمن تبلل سطح الملف وبالتالي زيادة معدل انتقال الحرارة.

### 11.8.1 Coil selection

### 11.8.1 اختيار الملف

يتم اختيار الملف من كتالوج المصانع وأداء الملف يعتمد على العوامل الآتية :

- كمية الحرارة المحسوسة والتي يجب أن تنتقل إلى الهواء .
- درجة حرارة الجافة DB والرطوبة WB للهواء المار على الملفات.
- تركيب الملف من حيث عدد الزعانف والفراغات بين الزعانف.
- سرعة الماء أو مانع التبريد ويفضل أن تكون 0.9 m/s.
- سرعة الهواء المار على الملفات.

- معامل التلامس (CF) Contact Factor من Table 11.1

Table 1 Typical Contact Factor.

No of Rows	Face air velocity, m/s					
	3 fin /cm			6 Fin / cm		
	2	2.5	3	2	2.5	3
2	0.6	0.58	0.57	0.73	0.69	0.65
3	0.75	0.73	0.71	0.86	0.82	0.80
4	0.84	0.82	0.81	0.93	0.90	0.88
6	0.94	0.93	0.92	0.98	0.97	0.96
8	0.98	0.97	0.96			



## SOLAR ENERGY AND AIR CONDITIONING PROCESSES

### General

### مقدمة

الطاقة الشمسية يمكن استخدامها لتزويد أماكن الإعاشة بالماء الساخن وكذلك بالهواء الساخن في تكييف الهواء بدلا من الغلايات والأفران وذلك للأسباب الآتية :

لا يوجد أثر لأي تلوث مثل الذي يحدث مع عوادم الوقود المستخدم Depletable fuel بالإضافة أنه ليست لها تكلفة تدفع نتيجة استخدام هذه الطاقة حيث أنها متاحة للجميع . والتكلفة الوحيدة تتمثل في قيمة معدات التسخين بالطاقة الشمسية . نتيجة أزمة الطاقة والتي ظهرت عام 1973 زادت الحاجة إلى استخدام مصادر الطاقة الجديدة والمتجددة وكان في مقدمتها الطاقة الشمسية وأحرز تقدم كبير في هذا المجال في كل من اليابان وأستراليا ودول أخرى كثيرة .

إذا كان أول استخدام للطاقة الشمسية محصورا في عملية التدفئة فقد اتسع هذا الاستخدام ليمتد إلى استخدامها لإمداد وحدة تبريد بالطاقة اللازمة بدلا من الطاقة الكهربائية لتعمل بالامتصاص . ساعد على ذلك العوامل الآتية :

- 1- الأزمة الحادة للطاقة والصراع المحموم بين الدول الكبرى والدول المنتجة للبتروول .
- 2- التغيرات البيئية وزيادة الطلب على طاقة نظيفة لا تساهم في التلوث البيئي .
- 3- إمكانية اسهام الطاقة الشمسية في إمداد الإنسان بكمية معقولة من طاقة نظيفة لا تسيطر عليها قوة ما دون ثمن و لا يمكن حجبها او منعها عن الدول الضعيفة .
- 4- يزداد الطلب على الطاقة الشمسية لإستخدامها في التبريد بسبب الآثار الضارة الناتجة عن استخدام موائع التبريد ( الفلوركلوروكربون ) واسهامها في توسيع ثقب طبقة الأوزون التي تحمي الأرض من الأشعة الضارة وتغيير مناخ الكرة الأرضية .
- 5- تمتع بلدان الشرق الأوسط بميزة لا تتوافر لغيرها بسطوع الشمس معظم أوقات العام .

## 12.1 نظام التسخين الشمسي 12.1 Solar Heating System

أي نظام تسخين شمسي يتكون من ثلاث عناصر أساسية مجمع شمسي ، خزان ، انظمة توزيع ووحدات طرفية .

### 12.1.1 المجمعات الشمسية 12.1.1 Solar collector

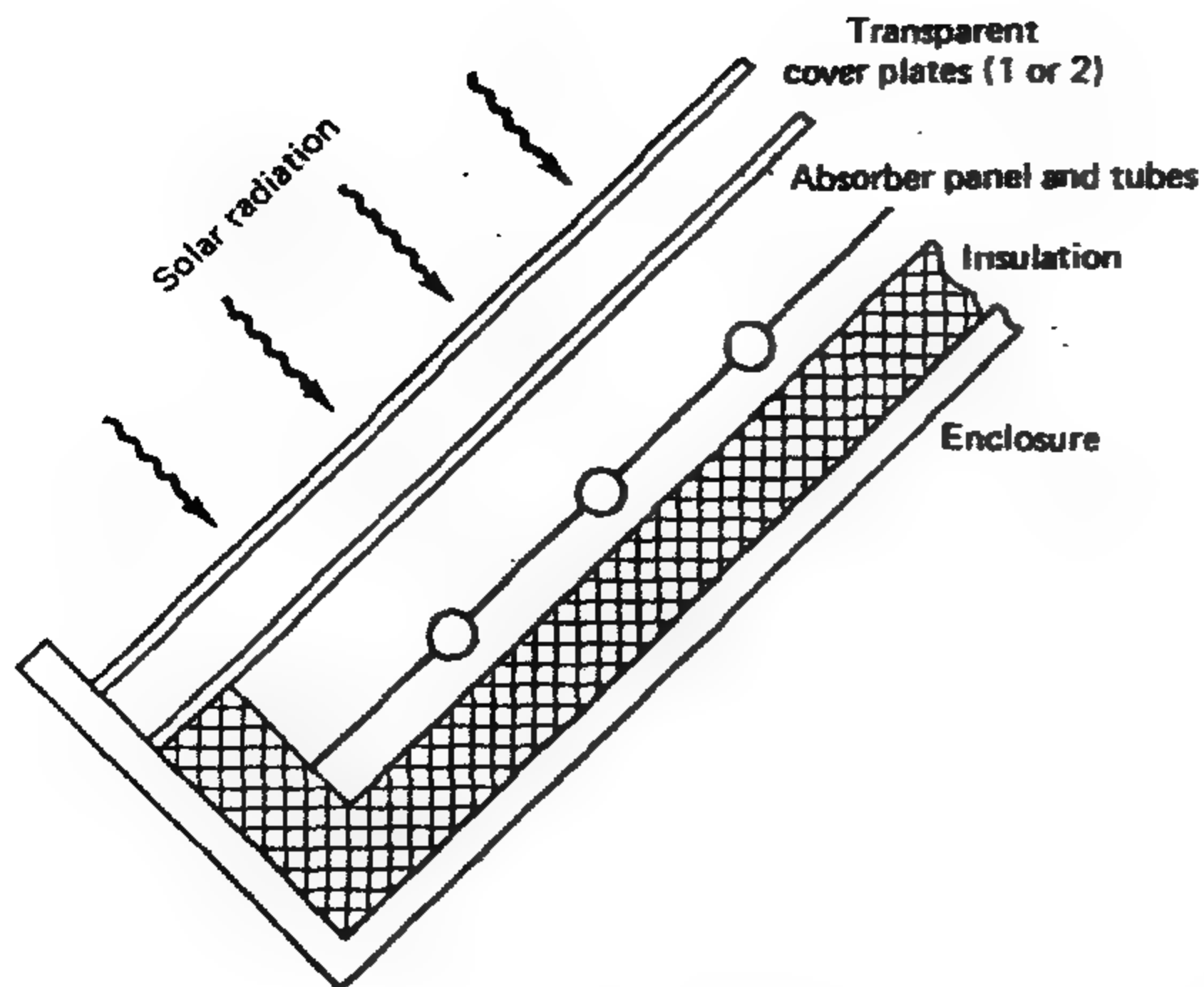
وظيفة المجمع الشمسي هي تجميع أكبر قدر من الطاقة الشمسية وهناك ثلاثة أنواع من المجمعات الشمسية هي :

\* **المجمعات المسطحة Flat plate** وهي ذات سطح مستوي وهي تعمل في وضع ثابت Stationary وتستطيع أن تجمع أكبر قدر من الطاقة وهي تواجه الشمس بصورة مباشرة . أما إذا تغير وضع الشمس بالنسبة للمجمعات فسوف تقل كمية الطاقة المجمعة. وتتكون المجمعات المستوية Fig12.1 من غطاء شفاف عادة من الزجاج Transparent cover يسمح بدخول اشعة الشمس إلى مجموعة من المواسير Tubes يتدفق خلالها ماء يراد تسخينه . هذه المواسير تصنع عادة من الصلب أو الألومنيوم أو النحاس وتدهن من الخارج بطلاء أسود ليزيد من قدرتها على امتصاص الأشعة . الجدير بالذكر ان الأشعة المستقبلية طول موجتها قصير وأن الأشعة التي تنعكس للخارج طول موجتها طويل نوعا ما مما يقلل من فرص إعادة الاشعاع للخارج . لكي تقلل كمية الأشعة المنعكسة يستخدم عادة Insulation يحيط بمجموعة المواسير والظرف Enclosure الذي يحوى مكونات المجمع .

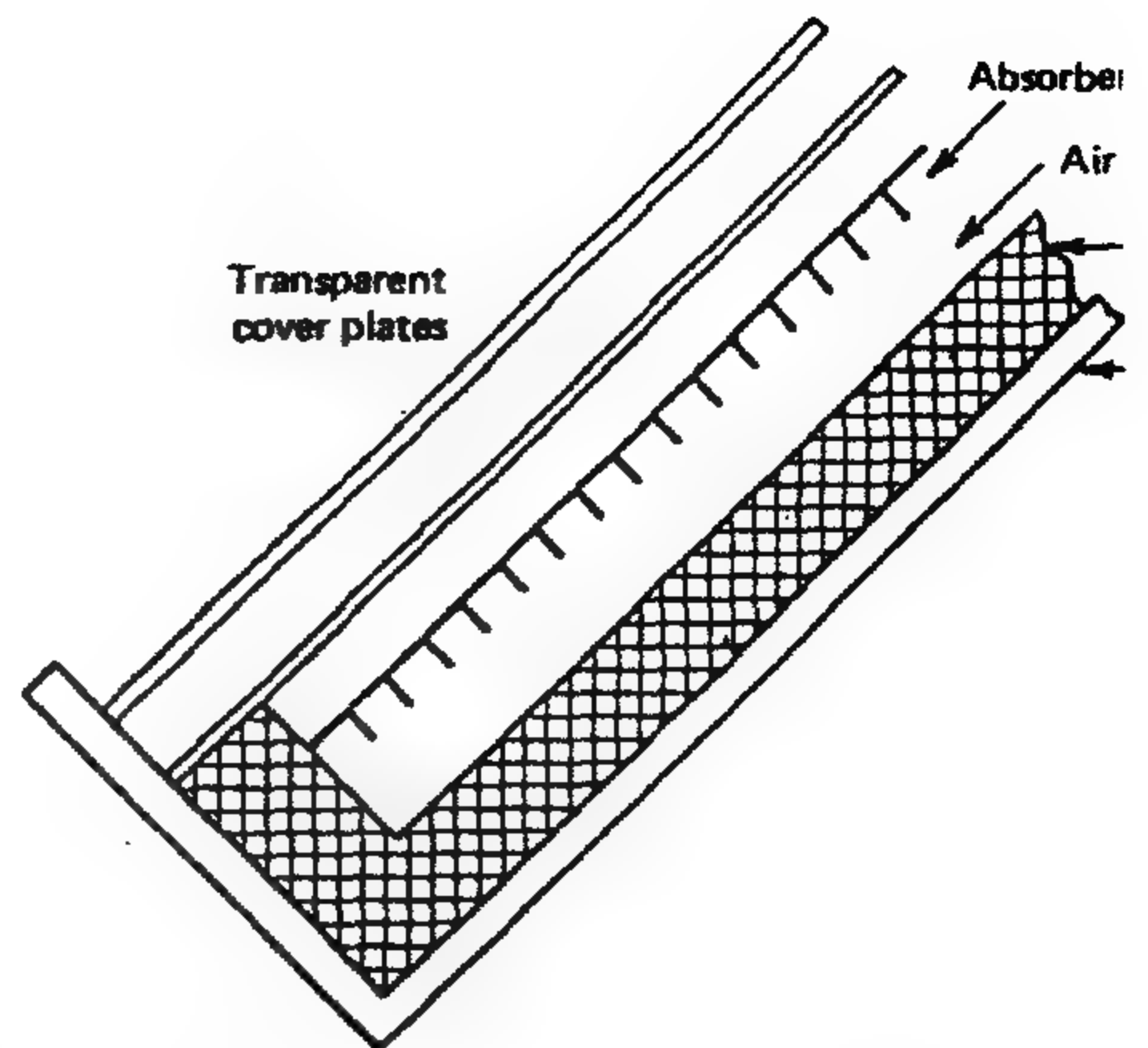
هناك نوع آخر من المجمعات المستوية لتسخين الهواء بدلا من الماء كما هو مبين في Fig12.2 وفيه نجد أن الهواء يتدفق في الفراغ بين لوحة الامتصاص Absorber panel والعازل Insulation السفلي. لوحة الامتصاص قد تزود بزعانف لزيادة السطح أما باقي المكونات فهي مثل مجمعات تسخين السوائل .

- **المجمعات المركزة Concentrating** وهي عبارة عن مجمعات تعمل مثل المرايا المقعرة Concave وهي تقوم بتجميع الأشعة وتركيزها بحيث تكون درجة حرارتها أعلى من التي تقوم بها المجمعات المستوية . هذه المجمعات يمكن تحريكها طبقا لوضع الشمس لذلك فهي أكثر مقدرة على تجميع الأشعة الشمسية فهي أعلى من مثيلاتها المستوية

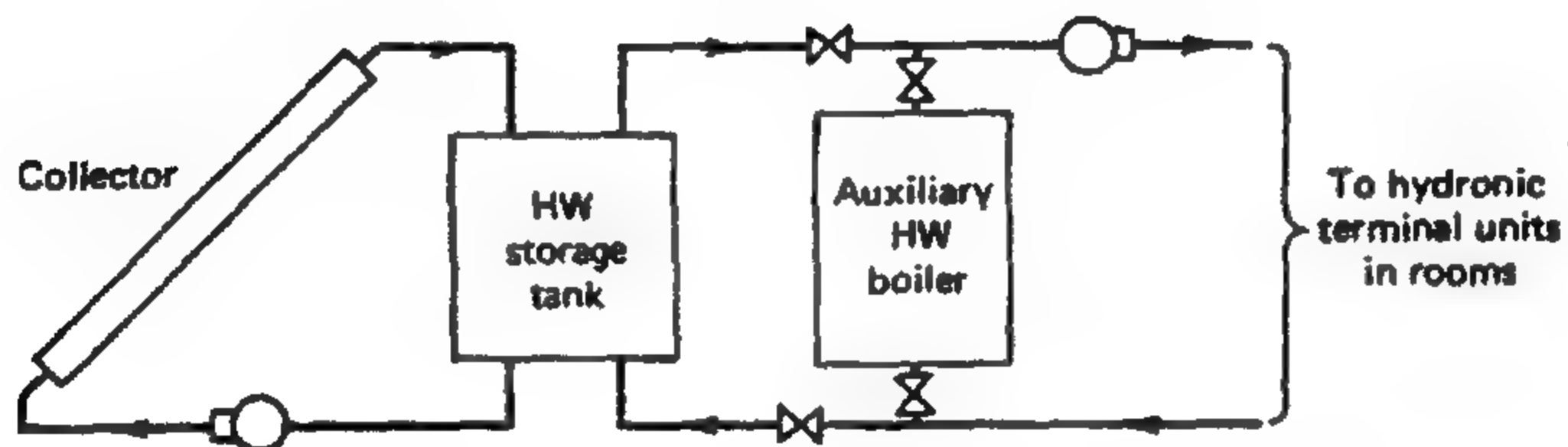




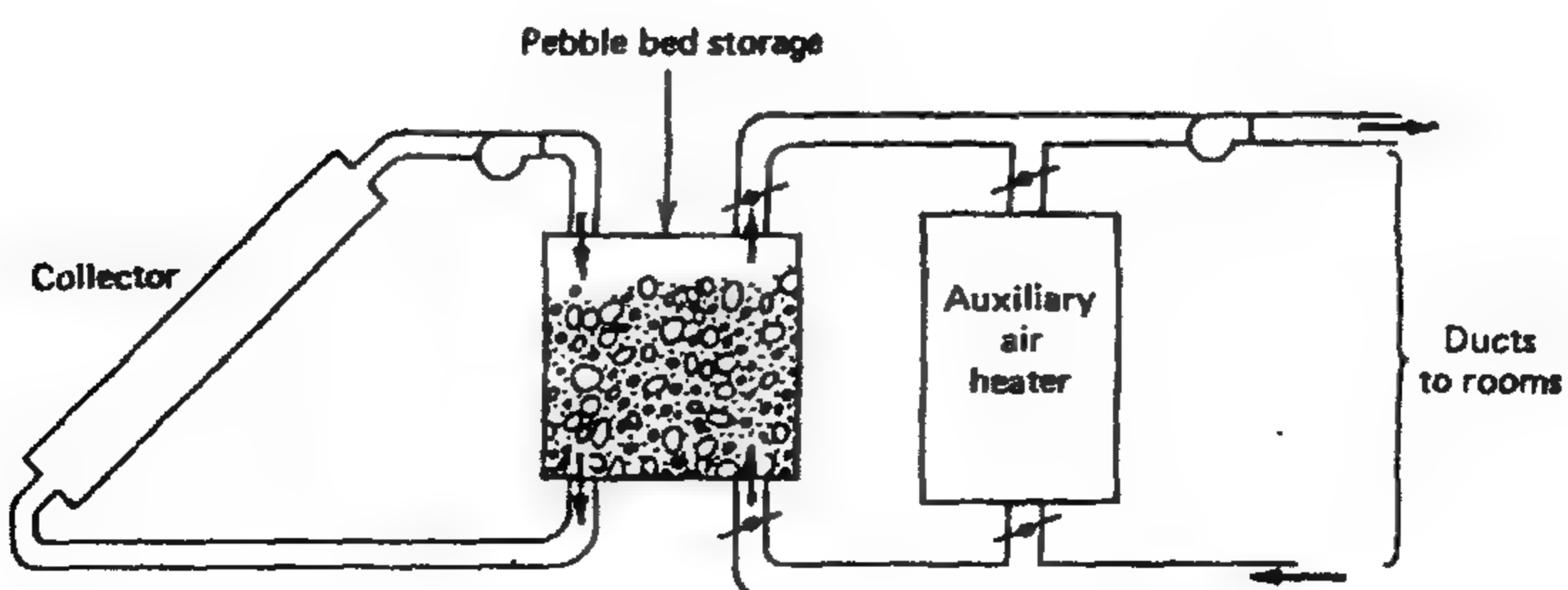
**Figure 12.1** *Flat plate collector for heating liquids*



**Figure 12.2** *Flat plate collector for heating air*



**Figure 12.3** *Solar heating system with liquid collector*



**Figure 12.4** *Solar heating system with air collector.*

- مجمع أنبوبة مفرغة الهواء **Evacuated tube** هو عبارة عن أنبوبة يتدفق خلالها السائل المراد تسخينه . هذه الأنبوبة مركبة داخل أنبوبة أكبر شفافة تسمح بمرور اشعة الشمس إلى أنبوبة السائل (الأولى). الفراغ المتكون بين الأنبوبتين يتم تفريغه من الهواء . هذا التصميم يقلل من الفقد الحراري بالحمل وهي تعمل بنفس طريقة عمل الترموس العادي . كفاءة هذا النوع من المجمعات عالية مقارنة بالمجمعات المستوية، وتستطيع أن تسخن مياه بدرجة حرارة عالية نسبيا . من عيوبها أنها عالية تكاليف التصنيع مما يحد من استخدامها مثل المجمعات المركزة مقارنة بالمجمعات المستوية .

### 12.1.2 خزانات الطاقة الشمسية *Solar energy storage*

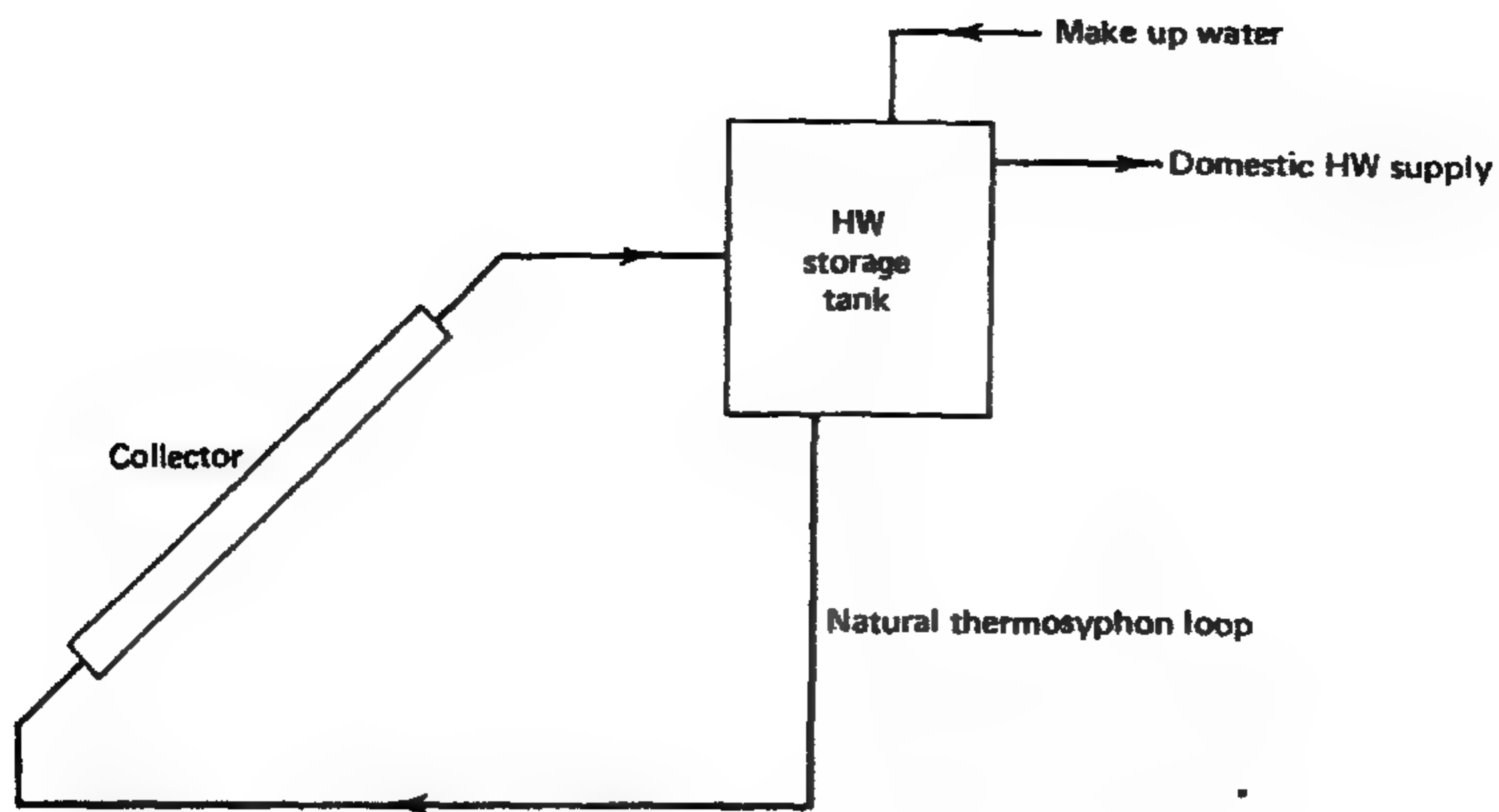
تقوم المجمعات الشمسية بتجميع اشعة الشمس خلال فترة سطوعها فقط وبالتالي لا بد من تخزين هذه الطاقة لاستخدامها في الوقت الذي لا تسطع فيه الشمس . هناك ثلاث أنواع من خزانات الطاقة الشمسية.

- الأول - خزان تقليدي فيه يتم تسخين المياه Fig12.3 وتخزينها لاستخدامها عند الحاجة إليها.
- الثاني - خزان الحصى . الهواء الساخن في المجمع Fig12.4 يمر خلال صندوق مليء بالحصى Pebble من أعلى والذي يعمل كوسيط خازن للحرارة. عندما تكون هناك حاجة للحرارة يتم دفع الهواء خلال الحصى الساخن من أسفل ثم يتم دفعه للمبنى المراد تدفئته .
- الثالث - خزان حرارة الانصهار. تستخدم الحرارة الكامنة للانصهار لتخزين الحرارة ، حيث يقوم الماء الساخن من المجمعات الشمسية بالسريان في ملفات محاطة بمادة قابلة للانصهار في درجة حرارة مناسبة للانصهار . يستخدم أيضا ملف داخل المبنى محاط أيضا بنفس المادة القابلة للانصهار . المادة المنصهرة في الملف الأول تعطي حرارتها الكامنة نتيجة الانصهار لهذه المياه وتتجمد هي مرة أخرى . هذه الطريقة غير منتشرة بصورة كبيرة .
- من الملاحظ أن استخدام خزانات الطاقة لتزويد المباني بالحرارة في جميع الأحوال المناخية غير مناسب من الناحية الاقتصادية حيث يتطلب ذلك استخدام خزان كبير .
- لتزويد المبنى بالطاقة اللازمة خاصة في الأحوال المناخية السيئة وللتغلب على ذلك يتم تزويد خزانات الطاقة بمصادر تقليدية للطاقة (احتياطية) لاستخدامها عند الحاجة .

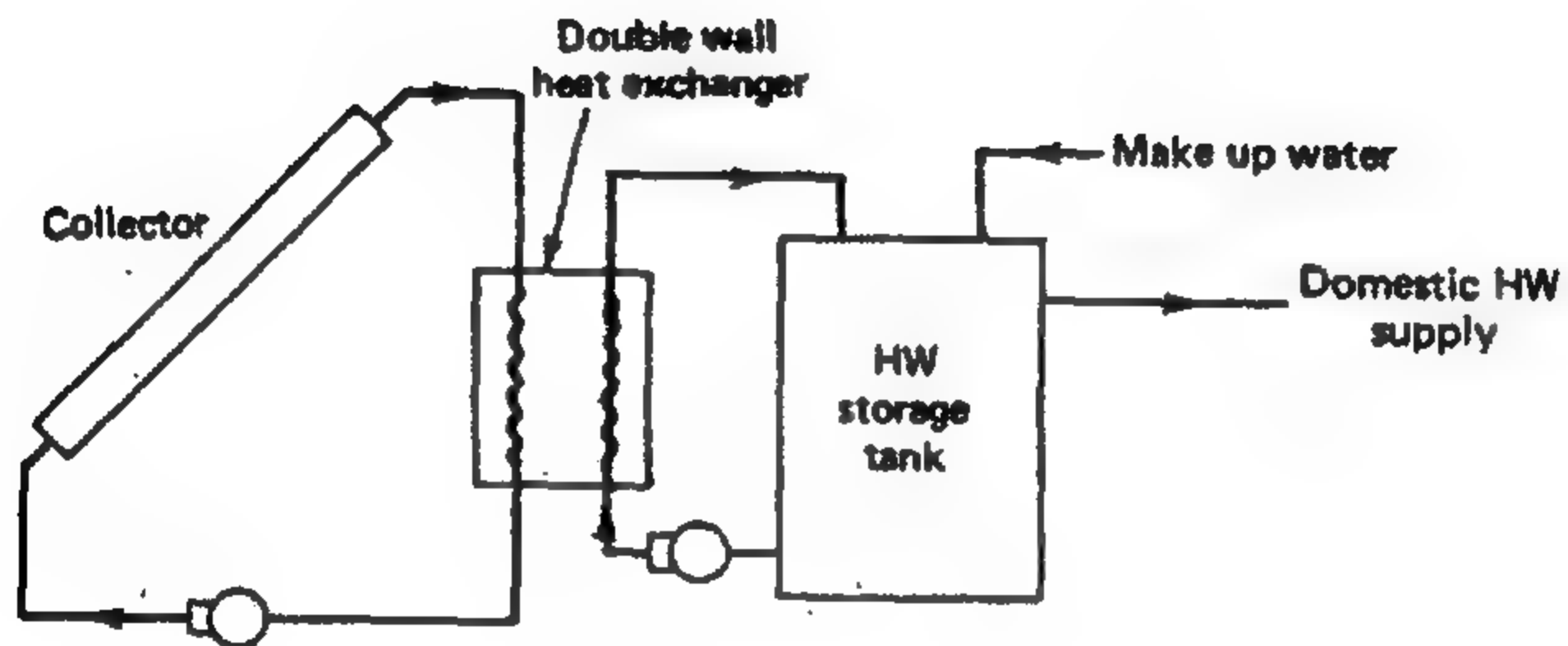
## 12.2 أنواع أنظمة التسخين الشمسي

### 12.2 Types of Solar Heating System

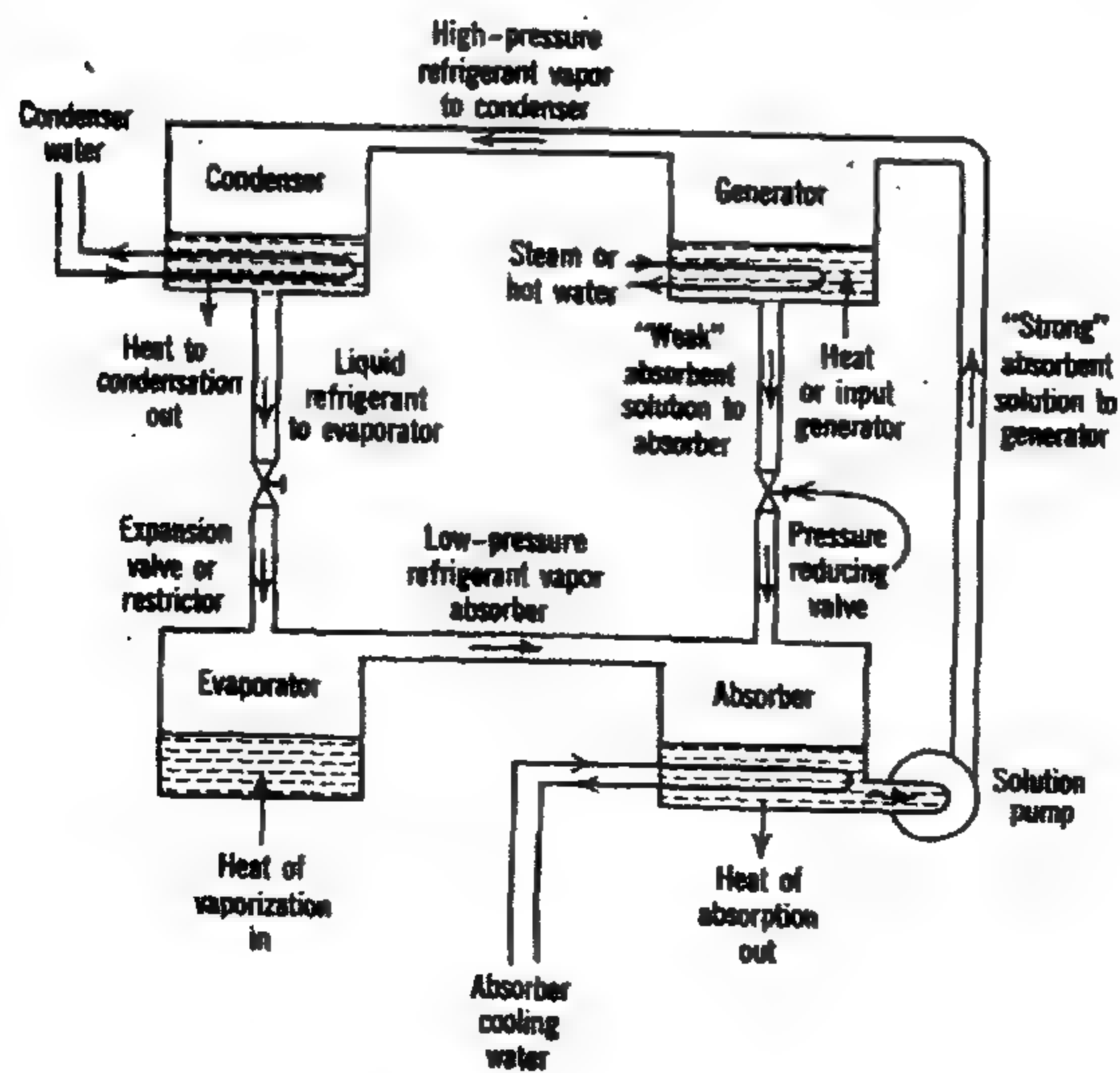
- أبسط أنواع هذه الأنظمة هو المبين في Fig12.5 وهو المستخدم في تدفئة أماكن الإعاشة. في هذا النظام فإن الماء الساخن من المجمعات الشمسية Collector يمر خلال خزان به مبادل حراري ويخرج منه إلى خط التغذية Supply . بالإضافة إلى المبادل الحراري فإن الخزان مزود بسخان إضافي يستخدم في الأحوال المناخية السيئة . الماء الراجع أو ماء الاستعاضة Make-up water يدخل إلى الخزان ومنه إلى المجمعات الشمسية . قد تستخدم طلمبة لزيادة معدل تدفق المياه عند الحاجة وفي الأنظمة الكبيرة . إذا استخدم هذا النظام في ظروف مناخية ذات درجة حرارة أقل من الصفر المئوي فيجب استخدام مائع آخر درجة تجمده أقل بدرجة كافية مثل إيثيلين جليكول ethylene glycol للتغلب على هذه المشكلة . وفي هذه الحالة يستخدم مبادل حراري ذو حائط مزدوج Double-wall heat exchanger كما هو مبين في Fig12.6 .
- نظام التسخين الشمسي باستخدام دائرة المجمع المغلقة مع نظام هيدرونيك مزود بوحدات طرفية موضح في Fig12.3. في هذا النظام فإن الماء الساخن أو المائع الغير قابل للتجمد يسخن الماء الموجود في الخزان الذي يستخدم بعد ذلك لتغذية الوحدات الطرفية. يستخدم في بعض الأحيان غلاية تقوم بتسخين اضافي للماء القادم من المجمعات الشمسية. الماء الساخن القادم من المجمعات الشمسية او من الغلاية يمكن استخدامه في تزويد ملفات التسخين المار عليها الهواء.
- نظام التسخين الشمسي باستخدام هواء مار في المجمع مبين في Fig12. 4 حيث الهواء الذي تم تسخينه خلال المجمع يتم توجيهه مباشرة بواسطة المروحة إلى أماكن الإعاشة أما إذا كانت طاقة المجمع اكبر من القدرة المطلوبة فيتم تخزين جزء منها في خزان الحصى Pebble bed storage حيث يمكن استخدام الفائض عند الحاجة . قد يزود هذا النظام بسخان إضافي لتعويض الحرارة إذا كانت قدرة المجمع اقل من المطلوب او في الظروف المناخية السيئة .



**Figure 12.5** *Solar domestic hot- water heating system .*



**Figure 12.6** *Double – wall heat exchanger heating system.*



**Figure 12.7** *Basic absorption refrigeration cycle.*

مقارنة أنظمة التسخين الشمسي باستخدام الماء والهواء تبين ان الأخيرة لها بعض العيوب متمثلة في ضخامة الحجم مقارنة بالأنظمة المائية وذلك لانخفاض السعة الحرارية للهواء مقارنة بمثلاتها للماء هذا من جهة. ومن جهة أخرى فان مشاكل الأنظمة المائية مثل التجمد او التسرب غير موجودة في الأنظمة الهوائية .

## 12.3 أنظمة التبريد الشمسي 12.3 Solar Cooling Systems

الطاقة الشمسية وان كانت تستخدم بصورة اساسية لتوليد الحرارة اللازمة للتدفئة فانها ايضا قد تستخدم لانتاج تأثير التبريد وهذا يتم اما عن طريق كونها مصدر حراري لمحطة رانكن Rankine لتوليد القوى عن طريق تربينه Turbine تجارية تستخدم لإدارة ضاغط محطة التبريد أو تستخدم كمصدر حراري لتشغيل محطة تبريد تعمل بالامتصاص Absorption refrigeration plant .

## 12.4 دائرة التبريد بالامتصاص 12.4 Absorption Refrigeration Cycle

أول من اخترع دورة التبريد بالامتصاص هو الفرنسي فرديناند كير Ferdinand Carre وحصل على براءة الاختراع في الولايات المتحدة عام 1860. وقد تم استخدامها للمرة الأولى خلال الحرب الأهلية الأمريكية بعد توقف الإمداد بالتلج الطبيعي من الشمال الأمريكي . يقوم مبدأ عمل دورة الامتصاص على نظرية مقدرة بعض المواد على امتصاص بعض الغازات ومن هنا جاءت التسمية بدوره الامتصاص. هناك بعض الثنائيات من المواد Pair التي لها مثل هذه الجاذبية مثل ملح الطعام ( كلوريد صوديوم - بخار الماء ) فنجد أن ملح الطعام شراة شديدة الامتصاص بخار الماء ، مثل آخر هو بروميد الليثيوم (LiBr) والماء، حيث يقوم الأول بامتصاص أبخرة السائل بشراة. كلوريد الصوديوم ، بروميد الليثيوم أو أى مادة أخرى تقوم بامتصاص الأبخرة تسمى مادة ماصة Absorbent والمادة القابلة للامتصاص تسمى مائع التبريد Refrigerant حيث أنها هي التي تعطي تأثير التبريد.



## 12.4.1 طريقة عمل دورة الامتصاص

### 12.4.1 Operation Principle of Absorption Cycle

دورة الامتصاص فى بعض الجوانب تتشابه مع دورة التبريد بالانضغاط

Vapor compression cycle حيث فى كلا الدورتين تحتويان على العناصر الآتية :

المكثف Condenser، بلف الانتشار Expansion valve والمبخر Evaporator. كلتا الدورتان تقومان بتوظيف مائع التبريد المتبخر Volatile نتيجة امتصاصه الحرارة من الوسط المراد تبريده تحت ضغط منخفض Low pressure وطرده هذه الحرارة بتكثيفه فى المكثف فى ضغط عالى High pressure. الدائرتان تختلفان فى القوى المحركة Motovating force التى تدفع مائع التبريد فى الدائرة وتولد فرق الضغط بين ضغط التكثيف وضغط التبخير. فى دائرة التبريد الانضغاطية يقوم بهذه الوظيفة الضاغط Compressor الذى يقوم بسحب الأبخرة من المبخر خلال مواسير سحب الضغط المنخفض ويضخها للمكثف خلال مواسير الطرد للضغط العالى. فى دائرة التبريد بالامتصاص تم استبدال هذا الضاغط بضاغط حرارى يتكون من جهازين هما الماص Absorber والمولد Generator. يقوم الماص بسحب الأبخرة المتكونة فى المبخر وبذلك يمثل خط السحب أو الضغط المنخفض. ثم يتم رفع ضغط هذه الأبخرة إلى المولد وبذلك يمثل المولد خط الطرد أو الضغط العالى.

- هناك فرق آخر حيث أن الطاقة المستخدمة فى وحدة التبريد بالانضغاط هى طاقة كهربائية فى صورة شغل ميكانيكى يبذله الضاغط فى حين ان الطاقة المستخدمة فى دورة التبريد الامتصاص هى طاقة حرارية قد تكون طاقة شمسية أو طاقة ثانوية من أدخنة أو غازات محترقة أو عوادم أو طاقة كهربائية أو طاقة البخار .

- الفارق الثالث هو عدد الموائع العاملة فى دائرة التبريد بالامتصاص هناك مائع ماص Absorbent والآخر مائع تبريد Refrigerant. أما فى دورة التبريد الانضغاطية يستخدم مائع واحد.

- إذا أخذنا فى الاعتبار الماء كمائع تبريد واليثيريوم بروميد كماص كمثال فنجد أن دورة التبريد بالامتصاص تتكون من الأجزاء الأربعة الرئيسية الآتية Fig 12.7: مبخر Evaporator ،

ماص Absorber وهما يقعان في منطقة الضغط المنخفض في الدائرة بالإضافة إلى المكثف

Condenser والمولد Generator ويقعان من منطقة الضغط المرتفع في الدائرة .

دائرة مسار المائع الماص Absorbent تبدأ من الماص Absorber إلى المولد Generator وعودة إلى الماص Absorber مرة أخرى. في حين دائرة مسار مائع التبريد Refrigerant فتبدأ من المكثف Condenser ثم ملف التمدد Expansion valve ، المبخر Evaporator ، الماص Absorber ثم المولد Generator ثم المكثف مرة أخرى وطبقا لـ Fig12. 7 تعمل دائرة التبريد بالامتصاص وفقا للخطوات الآتية :

1- مائع التبريد (الماء ) ذو الضغط العالي من المكثف يتجه إلى المبخر من خلال صمام الانتشار الذي يخفض ضغطه إلى ضغط المبخر .

2- يتبخر مائع التبريد في المبخر نتيجة امتصاصه للحرارة من الوسط المراد تبريده . بخار المائع ذو الضغط المنخفض يتجه إلى الماص Absorber حيث يتم امتصاصه بواسطة ليثيوم بروميد المائع الماص Absorbent. جدير بالذكر فإن ضغط الماص Absorber أقل قليلا من ضغط المبخر Evaporator مما يسمح لبخار مائع التبريد من السريان إليه. نتيجة امتصاص الماص Absorbent لمائع التبريد Refrigerant فإن الأخير يذوب فيه ويقل حجمه (كما لو كانت تحدث عملية انضغاط للبخار ) ونتيجة للذوبان هذا تتبعث حرارة كبيرة. من المعلوم ان معدل الامتصاص يزداد عند درجات الحرارة المنخفضة لتحقيق ذلك تجهز حيزه الامتصاص بملف يمر بداخله ماء بارد قادم من برج التبريد لإزاحة حرارة الامتصاص والمحافظة على درجة حرارة الماص Absorber عند قيمتها.

3- مائع التبريد Refrigerant بعد ذوبانه في المائع الماص Absorbent يصبح محلولاً قويا Strong solution وتقوم طلمبة المحلول Solution pump بدفعة ورفع ضغطه إلى الضغط العالي إلى المولد.

4- نتيجة الحرارة المعطاة في المولد يتم انفصال بخار مائع التبريد Refrigerant vapor عن المائع الماص Absorbent الأخير يصبح محلولاً ضعيفا Weak solution وينتجه خلال صمام خافض للضغط Pressure reducing valve إلى الماص Absorber ليقوم بعملية امتصاص جديدة أما البخار مائع التبريد Refrigerant vapor فينتجه إلى المكثف

حيث يتكثف على ملف مار به ماء بارد قادم من برج التبريد ثم يمر خلال صمام التمدد وتتكرر الدورة .

## 12.4.2 معامل أداء دورة الامتصاص المثالية .

### 12.4.2 Coefficient of performance of the ideal absorption cycle

إذا اعتبرنا دائرة الامتصاص المثالية الموضحة في Fig12.8 الآتى

كمية الحرارة المضافة للمولد من المصدر الحرارى هي  $q_G$  عند  $T_G$

كمية الحرارة التى تمتص فى المبخر من الوسط المراد تبريده هي  $q_E$  عند  $T_E$

كمية الحرارة المنبعثة من الماص هي  $q_A$  عند  $T_O$

كمية الحرارة المنبعثة من المكثف هي  $q_C$  عند  $T_O$

الشغل الازم لإدارة طلبية المحلول القوى هو  $W_P$

حيث  $T_G$  درجة حرارة المصدر الحرارى  $K$ ,

$T_E$  درجة حرارة الوسط المراد تبريده

$T_O$  درجة حرارة الوسط المحيط  $K$ ,

حيث أن الدائرة مثالية حراريا فإن درجة حرارة المصدر الحرارى  $T_G$  يمكن اعتبارها مساوية لدرجة حرارة المولد وكذلك درجة حرارة الوسط المراد تبريده  $T_E$  مساوية لدرجة حرارة المبخر. ويتطبق القانون الأول للديناميكا الحرارية للنظام حيث كمية الطاقة المضافة تساوى كمية الطاقة المفقودة نجد أن :

$$q_A + q_C = q_E + q_G + W_P \quad (12.1)$$

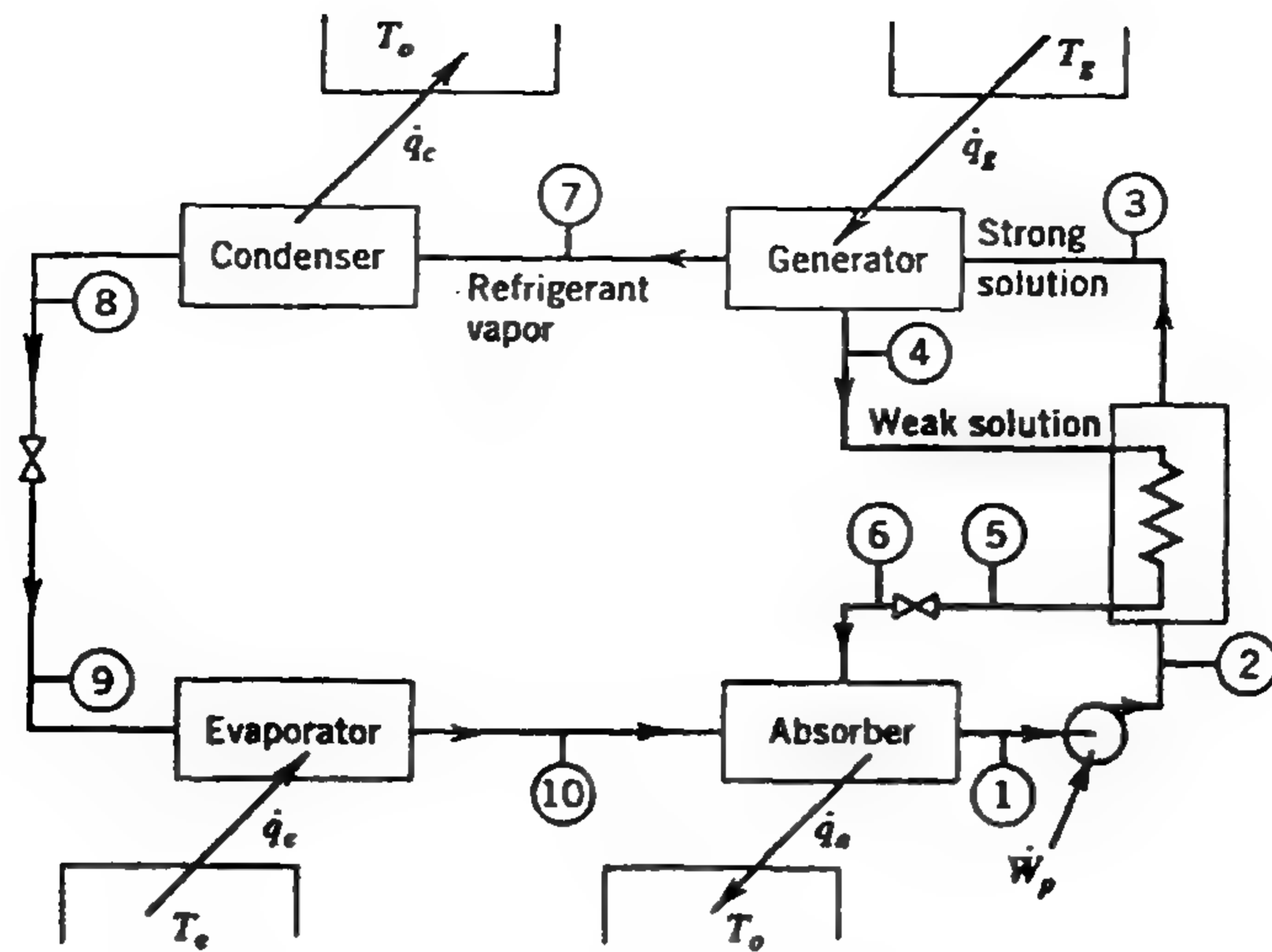
حيث كمية الحرارة المفقودة  $q_O$  تساوى :

$$q_O = q_A + q_C \quad (12.2)$$

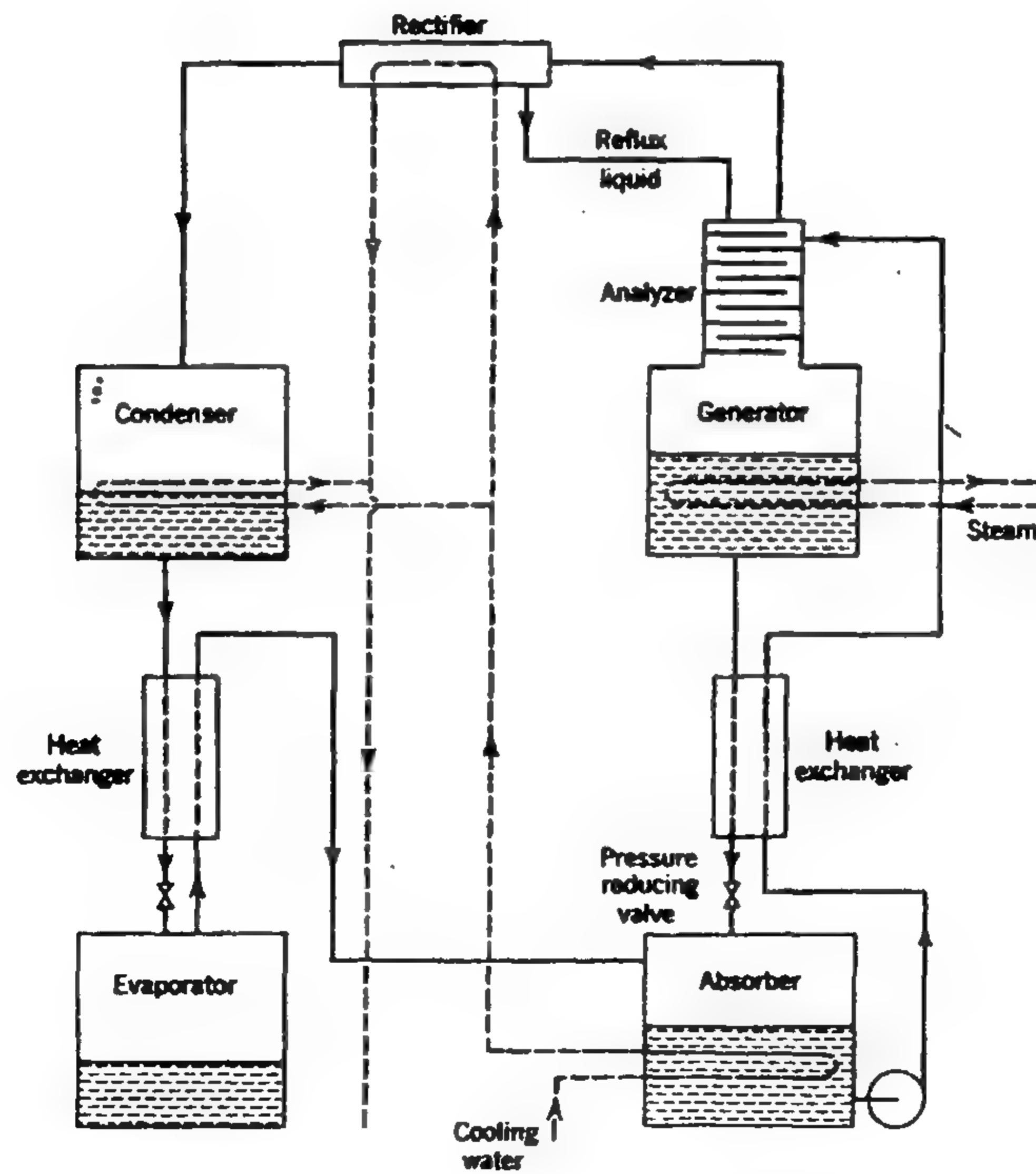
وحيث ان الجسم الشغال Working fluid يتدفق خلال دائرة مغلقة وبتطبيق القانون الثانى

للدديناميكا الحرارية بين النظام والوسط المحيط نجد أن

$$\Delta S_{tot} = \Delta S_G + \Delta S_E + \Delta S_O \quad (12.3)$$



**Figure 12.8** *heat balance of a simple absorption refrigeration system.*



**Figure 12.9** *Ammonia – water absorption system*

حيث  $\Delta S$  التغير فى الانتروبيا والتي يمكن حسابها كما يلى :

$$\Delta S_G = \frac{-q_G}{T_G} \quad \& \quad \Delta S_E = \frac{q_E}{T_E} \quad \& \quad \Delta S_O = \frac{q_O}{T_O}$$

شغل الطلمبة يمكن تحديده بالمعادلة

$$Wp = v_f (P_G - P_E)$$

وباعتبار أن الحجم النوعى  $v_f$  للسائل صغير جدا مقارنة بالأبخرة يمكن اعتبار شغل الطلمبة مهملا بالمقارنة بكميات الطاقة الأخرى .

المعادلة (12.3) يمكن كتابتها فى شكل

$$\Delta S_{Tot} = \frac{q_G}{T_G} - \frac{q_E}{T_E} + \frac{q_O}{T_O} \geq 0 \quad (12.6)$$

باعتبار المعادلة (12.1) والمعادلة (12.6) نجد أن

$$q_G \frac{T_G - T_O}{T_G} \geq q_E \frac{T_O - T_E}{T_E} \quad (12.7)$$

معامل الأداء (COP) يمكن التعبير عنه بالمعادلة

$$COP = \frac{q_E}{q_G} \quad (12.8)$$

$$(COP)_{max} = \frac{T_E (T_G - T_O)}{T_G (T_O - T_E)}$$

المعادلة (12.9) تبين أن معامل الأداء الأقصى لدورة الامتصاص يساوى معامل الأداء (COP)

لدورة كارنوت Carnot Cycle العاملة بين درجتى الحرارة  $T_E$  ,  $T_O$  مضروباً فى معامل

الكفاءة لماكينة كارنوت Carnot engine العامل بين درجتى الحرارة  $T_G$  ,  $T_O$ .

فى الحقيقة فإن معامل أداء دورة الامتصاص يعتبر صغيراً جداً بالمقارنة مع دورة التبريد

الانضغاطية (0.6 مقابل 3 لدورة الانضغاط ) عند نفس مستوى درجات الحرارة ولكن فى

المقابل فإنه من المعروف من دراسة الديناميكا الحرارية أن قيمة الشغل كطاقة أعلى بكثير من

قيمة الطاقة الحرارية وبذلك يمكن اعتبار أن تلك ميزة تحسب لدورة التبريد بالامتصاص وعلى

هذا الاساس يكون التقييم النهائى ليس فقط للقيمة العددية لمعامل الأداء ولكن لابد أن يشمل ذلك



النواحي الفنية والاقتصادية للدورة ومنها قيمة الطاقة المستخدمة وتأثير موائع التبريد على البيئة والازعاج الذى يمكن أن يحدث من الضاغط وخلافه.

من الإجراءات التى تستخدم لزيادة معامل الأداء لهذه الدورة هو استخدام مبادل حرارى يعمل بين الماص Absorber والمولد Generator يتم خلاله تبادل الحرارة بين المحلول القوي Strong solution المار من الماص للمولد والمحلول الضعيف Weak solution القادم من المولد إلى الماص فترتفع درجة حرارة الأول وتنخفض حرارة الثانى هذا يؤدي إلى :

1- ارتفاع درجة حرارة المحلول القوي يؤدي إلى تخفيض كمية الحرارة المطلوبة في المولد  $q_G$  وبالتالي زيادة معامل الاداء COP.

2- انخفاض درجة حرارة المحلول الضعيف الواصل إلى الماص يؤدي تخفيض كمية المياه المطلوبة لتبريد الماص.

### 12.4.3 تألف مائع التبريد – والماص

#### 12.4.3 Refrigerant - absorbent combination

لكي تعمل دائرة الامتصاص بصورة جيدة لابد من اختيار كل من مائع التبريد Refrigerant والماص Absorbent بحيث يوائم كل منهما الآخر ولتحقيق ذلك لابد من :

1- أن يكون للماص Absorbent شراهة Affinity لامتصاص بخار مائع التبريد.

2- من وجود تفاعل متبادل بحيث يذوب كل منهما في الآخر.

3- من توافر عامل الأمان Safe وعدم التحلل Stable.

4- عدم القابلية للصدأ Non-corrosive معا أو في صورة منفردة .

5- يكون المائع الماص غير متطايرا بحيث أن بخار مائع التبريد المغادر للمولد لا يجب أن يحتوى على كمية من المائع الماص.

6- يتمتع مائع التبريد بحرارة نوعية كامنة كبيرة بقدر الإمكان. من الثنائيات التقليدية هي ماء- ليثيوم بروميد .

، ن الماء يعمل كمائع تبريد وليثيوم بروميد كماص ولذلك فإن دورة الامتصاص بهذه الثنائية من الموائع تعمل فقط في مجال تكييف الهواء أى في درجات الحرارة الموجبة .

ثانثية أخرى هي النشادر - الماء. النشادر يعمل كمائع تبريد والماء يعمل كماء - هذه الثانثية تسمح لدورة الامتصاص بالعمل في درجات الحرارة المنخفضة.

#### 12.4.5 دورة النشادر - الماء 12.4.5 Ammonia- water System

هذا النظام يستخدم بصورة كبيرة في الثلاجات المنزلية والتجارية وفي بعض الأغراض الصناعية حيث درجة الحرارة في المبخر قد تكون قريبة من الصفر المئوى أو أقل. في هذه الدورة نجد ان الماء (الماص) له شراهة كبيرة لامتصاص بخار النشادر (مائع التبريد) وأن كل من المائعين يذوب كل منهما في الآخر ويتمتعان بمقدرة عدم التغيير مع الوقت وصالحان للاستخدام مع كثير من المواد المستخدمة في صناعات التبريد عدا النحاس وسبائكة .

العيب الرئيسى في هذه الدورة هو أن الماص ( الماء) له قابلية للتبخر ولذلك فعند خروج بخار مائع التبريد (النشادر) من المولد إلى المكثف فإنه يخرج معه بعض بخار الماء (الماص) والذي يسير مع النشادر إلى المكثف ومنه للمبخر ويختل بذلك عمل الدورة على أساس أن هذا الخليط سوف يرفع درجة حرارة المبخر ويقلل من تأثير التبريد بسبب خروج مائع تبريد غير متبخر من المبخر .

لزيادة كفاءة دورة الامتصاص ماء نشادر يستخدم في هذه الدورة فاصل - محلل Analyzer وجهاز تقطير Rectifier كما هو مبين في Fig12.9 . في هذا الشكل نجد أن الفاصل - المحلل Analyzer مركب على المولد Generator وعند خروج خليط بخار الماء - النشادر من المولد خلال الفاصل Analyzer يتم تبريدهما. وحيث ان بخار الماء له درجة حرارة تشبع أعلى من النشادر فإنه يتكثف ويعود للمولد . بينما تواصل أبخرة النشادر في التدفق على المقطر Rectifier أو مكثف رجوع Reflux - condenser حيث يتكثف ما تبقى من بخار الماء مع كمية صغيرة من النشادر ويتم إعادته مرة أخرى إلى الفاصل في صورة محلول ضعيف Weak solution ثم المولد وإلى الماص خلال المبادل الحراري وصمام خفض الضغط . الجدير بالذكر أن ماء التبريد Cooling water القادم من برج التبريد يتم استخدامه أولاً لتبريد الماص Absorber بعد ذلك يستخدم نفس الماء ( من أجل ترشيد مياه التبريد ) لتبريد المكثف وتبريد جهاز التقطير Rectifier . ماء التبريد الراجع من المكثف Condenser وجهاز التقطير Rectifier يتحدان في ماسورة راجع واحدة ويتم توجيهها إلى برج التبريد مرة أخرى .

## 12.4.6 تصنيف أنظمة الامتصاص

### 12.4.6 Absorption system classification

أنظمة الامتصاص يمكن تقسيمها إلى :

1- أنظمة امتصاص للتبريد Absorption chiller وهي تستخدم الحرارة المضافة للحصول على تأثير التبريد .

2- أنظمة امتصاص للتبريد والتسخين Absorption chillers / heater وهي تستخدم الحرارة المباشرة Direct - fired باستخدام الغاز الطبيعي Natural gas بدلا من حرارة البخار للحصول على تأثير التبريد والتسخين .

2- نظام امتصاص مضخة حرارية Absorption heat pump في هذا النظام يقوم النظام بامتصاص الحرارة من المكان المراد تبريده والتي تضاف إلى الحرارة المستخدمة Added ثم تضخ كلها للمكان المراد تدفئته .

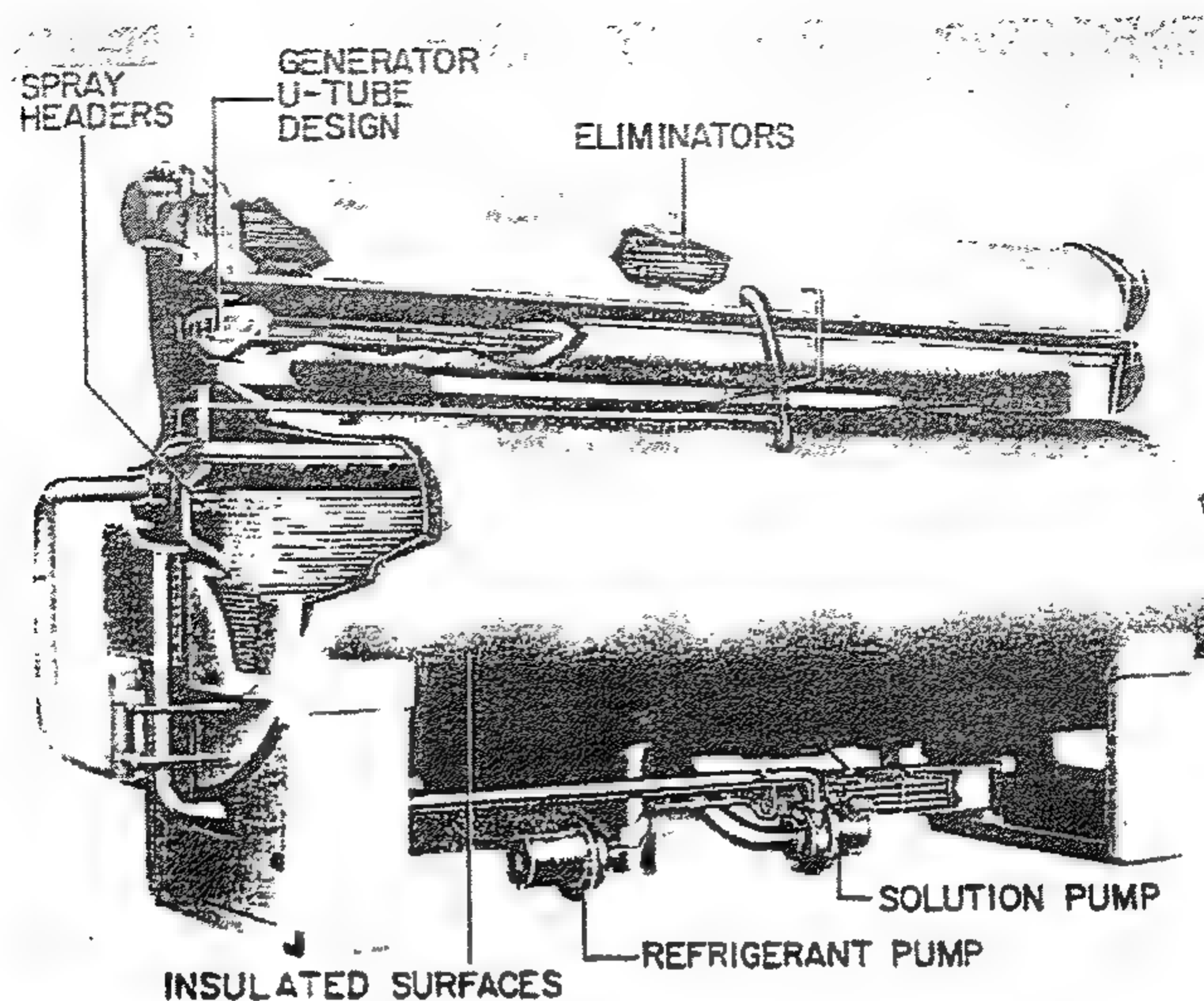
### 12.4.7 نظام الامتصاص العملي Practical absorption system

كل أنظمة الامتصاص العملية لا تتركب من أربعة عناصر منفصلة مثلما الحال في أنظمة التبريد بالانضغاط . لكن تم الشرح على اساس استقلالية كل عنصر من عناصر النظام بغرض التوضيح. في الواقع فإنه تم تجميع كلى عناصر نظام الامتصاص في وحدة واحدة تجمع بالمصنع أو وحدتين في النادر وهذا مبين في Fig12.10 وهو من الطرازات النمطية التي تنتجها مصانع كاريير Carrier . وهذا النظام Fig12.11 يعمل بطريقة الاشتعال المباشر باستخدام الماء

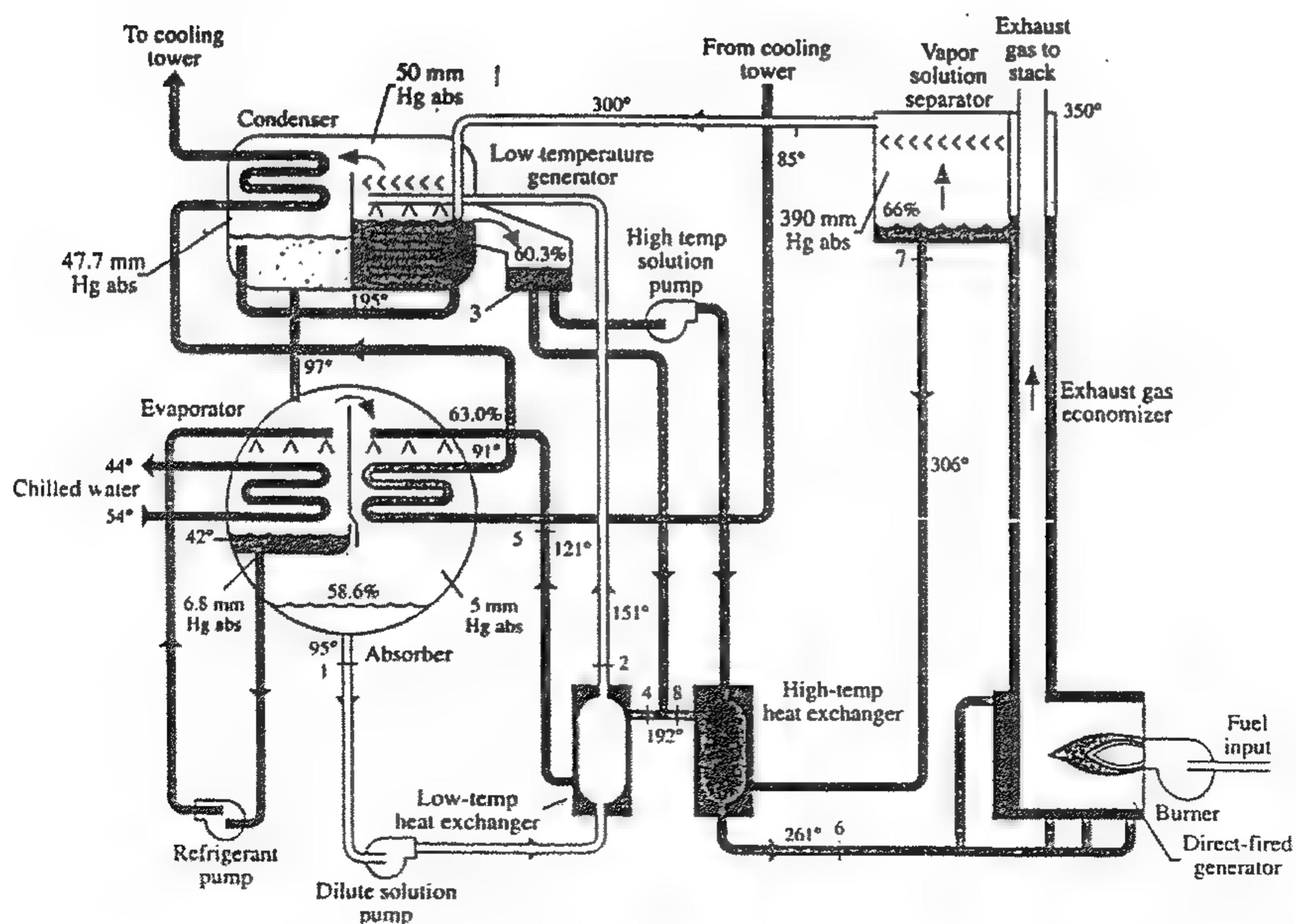
كمائع تبريد Refrigerant اليثيوم بروميد كماء Absorbent. وتتكون من:

1- مبخر Evaporator وهو عبارة عن حزمة bundle من الأنابيب يمر بداخلها الماء المراد تبريده . في أعلى المبخر يوجد نظام من الفوهات الرشاشة Spray-nozzles تقوم برش مائع التبريد (الماء) السائل على حزمة الأنابيب. أسفل المبخر يوجد حوض ماء Water trough للحفاظ على مستوى الماء ومزود بطلمبه لسريان مائع التبريد بين الحوض ونظام الرشاشات .

2- الماص Absorber وهو يتكون أيضا من حزمة Bundle من الأنابيب يتدفق بها ماء التبريد القادم من برج التبريد ومزود من أعلى بنظام الفوهات الرشاشة الذي يرش من أعلى المحلول الضعيف Weak solution لبروميد الليثيوم لامتصاص أبخرة الماء ( Refrigerant )



*Figure 12.10 Absorption refrigeration chiller.*



*Figure 12.11 Schematic diagram of a double- effect direct-fired  
reverse- parallel flow absorption chiller*



القادمة من المبخر كما أنه مزود بطلمبة لدفع المحلول إلى المولد ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature generator من خلال مبادل حراري ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature heat exchanger .

3- المبادلات الحرارية Heat exchanger يوجد في النظام مبادلان حراريان : الأول ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature heat exchanger والذي في خلاله يتم خفض درجة حرارة المحلول القوي من  $192^{\circ}\text{C}$  إلى  $151^{\circ}\text{C}$  .

والثاني : مبادل حراري ذو درجة حرارة عالية High temperature heat exchanger والذي ترتفع فيه درجة حرارة المحلول القوي من  $192^{\circ}\text{C}$  إلى  $261^{\circ}\text{C}$ . في هذين المبادلين الحراريين تنتقل الحرارة من المحلول القوي إلى المحلول الضعيف . هذان المبادلان الحراريان من النوع ذو غلاف - وانبوبة Shell- and -tube .

4- المولد Generator وفي بعض الكتب يسمى Desorber حيث يقوم بوظيفة عكس وظيفة Absorber وفي كتالوجات الصناعة يسمى Concentrator . ويتركب من أنبوبة احتراق Fire-tube ومدخنة Flue-tube ، فاصل بخار - سائل . ومقتصد للوقود Flue-gas economizer. تضاف الحرارة في شكل احتراق غاز طبيعي أو أي مصدر آخر للحرارة . مولد درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature generator يكون في شكل غلاف وأنبوبة Shell- and - tube. الماء المتبخر في المولد ذو الاشعال المباشر Direct-fired generator يتكثف داخل الأنابيب . حرارة التكثيف الكامنة تستخدم في تزويد مولد الحرارة المنخفضة بالحرارة اللازمة له .

5- المكثف Condenser هو من نوع غلاف وأنبوبة أيضا داخل الأنابيب يتدفق ماء التبريد القادم إليه من برج التبريد عبر الماص .

6- معدات الخنق Throttling devices عبارة عن صمامات لتخفيض الضغط وهي غير مبينة في Fig12.11 .

7- وحدة إزالة الهواء Air-purge unit حيث الضغط داخل الغلاف الجامع للعناصر السابقة قل من ضغط الهواء الجوي مما قد يسمح بتسرب الهواء للداخل فإن النظام مزود بوحدة لإزالة هذا الهواء .



ويعمل النظام السابق المبين في Fig12.11 كالآتي :

- يتبخر الماء عند درجة حرارة  $42^{\circ}\text{F}$  وفي ضغط  $6.8\text{mmHg}$  في المبخر ،
- الماء القادم من وحدة المناولة A H U او وحدة ملف ومروحة يدخل في مواسير المبخر في درجة حرارة  $54^{\circ}\text{F}$  وتتوزع حرارته ويخرج في درجة حرارة  $44^{\circ}\text{F}$  وتستخدم هذه الحرارة في تبخير مائع التبريد ( الماء ) .
- بخار الماء المتكون في المبخر يتم سحبه إلى الماص ( نظرا لانخفاض ضغط الاخير ) حيث يتم امتصاصه بواسطة محلول الليثيوم بروميد LiBr في ضغط حوالي  $5\text{mmHg}$  حيث تصبح كثافة المحلول  $58.6\%$  ودرجة حرارته  $95^{\circ}\text{F}$  في نقطة (1) . الحرارة الناتجة عن الامتصاص يتم طردها من خلال ماء التبريد القادم من برج التبريد. أما المحلول فيتم ضخه إلى مولد درجة الحرارة المنخفضة Low-temperature generator بواسطة طلمبة المحلول Dilute solution pump من خلال المبادل ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature heat exchanger .
- في مولد درجة الحرارة المنخفضة فإن المحلول المخفف Dilute solution يتم زيادة تركيزه جزئيا حتى تصبح  $60.3\%$  وبدرجة حرارة  $180^{\circ}\text{F}$  النقطة (3) .
- هذا المحلول بعد ذلك ينقسم إلى قسمين الأول إلى مولد درجة الحرارة العالية بواسطة طلمبة المحلول ذو درجة الحرارة العالية High-temp solution pump وخلال المبادل الحرارة ذو درجة الحرارة العالية High-temp. heat exchanger والثاني يتجه بمعدل تدفق أكبر نقطة (4) . في مبادل الاشتعال المباشر يزداد تركيز المحلول حتى يصل إلى  $66\%$  وبدرجة حرارة  $306^{\circ}\text{F}$  نقطة (7) . ويتم خلط المحلول ذو تركيز  $66\%$  مع المحلول في نقطة (4) ذو تركيز  $60.3\%$  فيصبح التركيز  $63\%$  وبدرجة حرارة  $192^{\circ}\text{F}$  في نقطة (8) .
- المحلول في نقطة (8) يمر عبر المبادل الحراري ذو درجة الحرارة المنخفضة إلى الماص Absorber في درجة حرارة  $121^{\circ}\text{F}$  .

- في مولد الاشتعال المباشر فإن الماء يغلي عند ضغط 390mmHg ثم يتدفق خلال أنبوبة مغمورة في مولد درجة الحرارة المنخفضة. حرارة التكثيف المنبعثة تتسبب في تبخر وانفصال بخار الماء من المحلول الضعيف عند ضغط 50mmHg .
- البخار المنفصل يتجه بعد ذلك إلى المكثف Condenser من مسار علوي ويتكثف إلى ماء عند درجة حرارة 99 F° وبضغط حوالي 47.7mmHg . هذا الماء يتحد مع الماء الموجود في الحوض وتكرر الدورة .

## 12.5 نظام امتصاص للتبريد والتدفئة

### 12.5 Absorption System for Cooling and Heating

انتجت شركة ترين Trane نظام امتصاص مبين في Fig12.12 وهو يعمل للتبريد والتسخين في نفس الوقت . ويستخدم الوقود الغازي في الاشتعال المباشر في مولد درجة الحرارة العالية الذي يسمى في هذه الدائرة Direct fired concentrator بدلا من بخار الماء الساخن من الغلاية . حرارة تكثيف الماء داخل هذا المولد تستخدم في تسخين المحلول في مولد درجة الحرارة المنخفضة Low-temperature concentrator كما هو موضح في Fig 12.13 .

معامل أداء هذه الدورة نظرا لترشيد استخدام الطاقة قد يصل إلى الواحد الصحيح .

## 12.6 Unit Selection

## 12.6 اختيار الوحدات

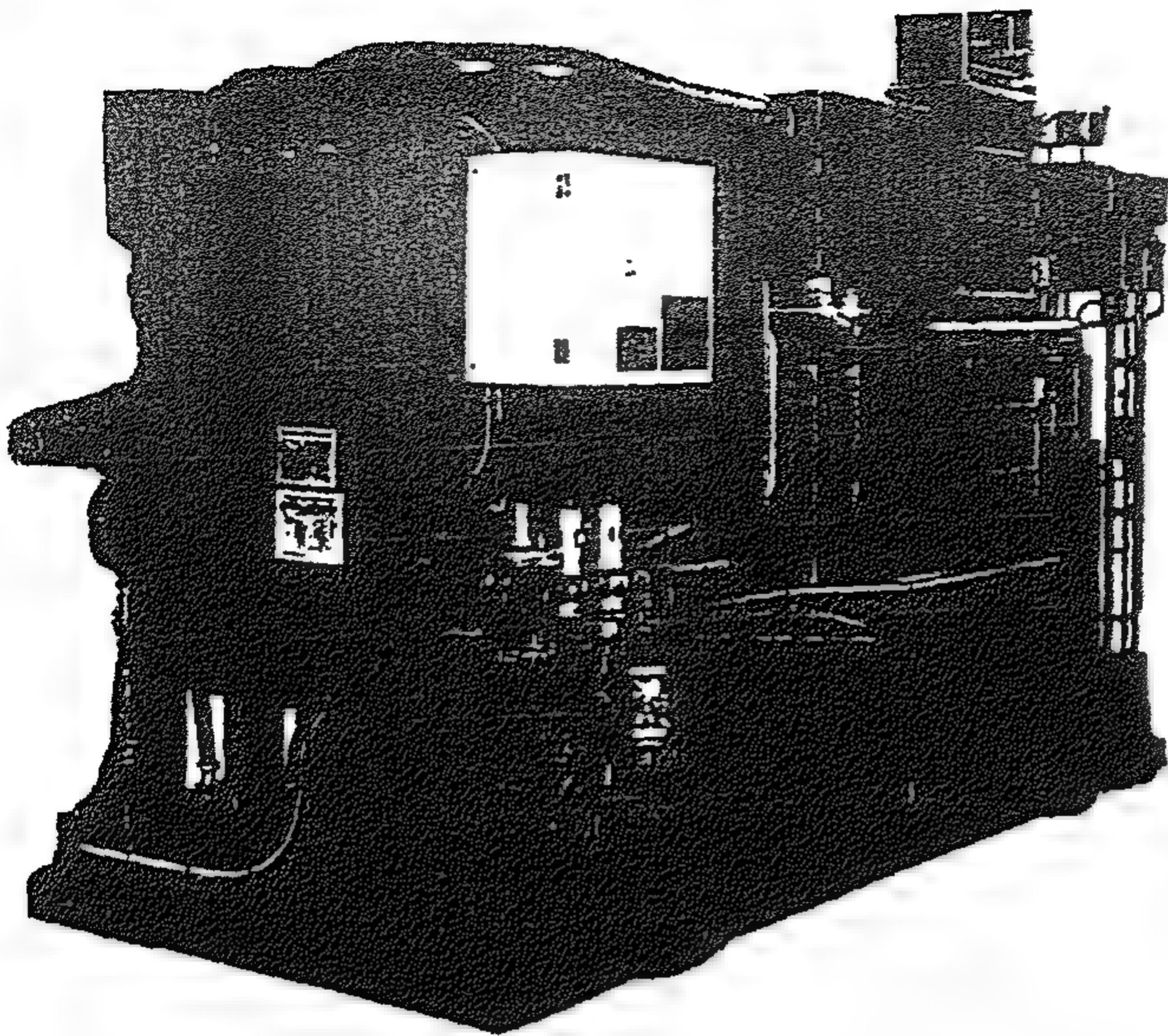
كما سبق وبيننا فإن المصانع لا تنتج المكونات بصورة منفصلة ولكن تنتج وحدات مجمعة عناصرها متوافقة مع بعضها البعض فلذلك يتم الاختيار بنفس طريقة اختيار التشيير من الأنواع الأخرى . بعض خصائص المنتجات مبينة في Table12.1

## 12.7 تكامل نظام التسخين الشمسي ووحدة الامتصاص في تكييف المبنى

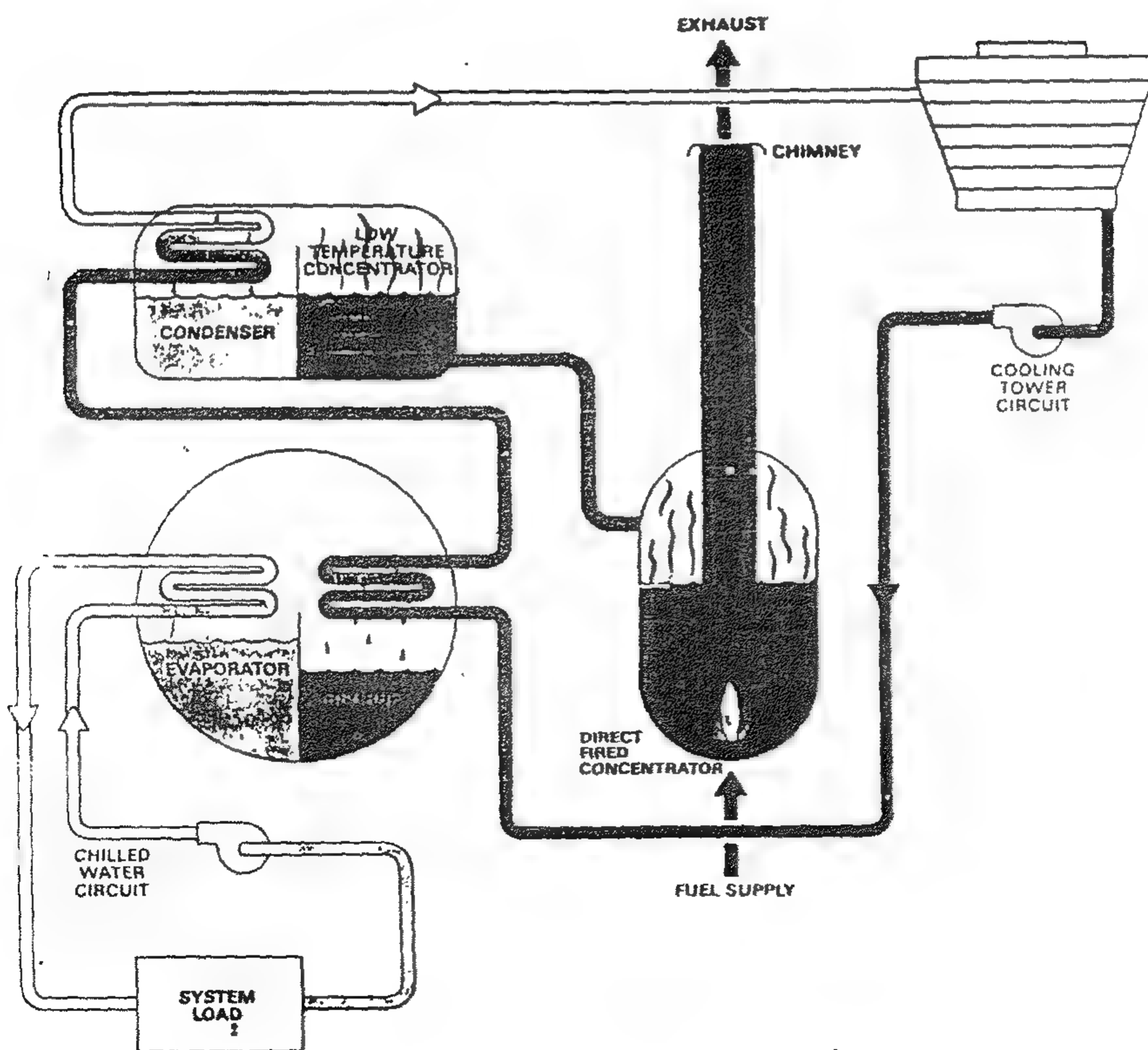
### 12.7 Integration of Solar Absorption System for Building

### Air- Conditioning .

نظام التبريد باستخدام الطاقة الشمسية يعتبر معقدا بالنسبة لأنظمة التبريد الأخرى أو بالنسبة لنظام التدفئة بالطاقة الشمسية والذي سبق شرحه في بداية هذا الباب . ومع ذلك فإن التبريد بالطاقة



*Figure 12.12 General view of absorption chiller.*



*Figure 12.13 Typical thermo- chill absorption chiller flow chart.*

الشمسية أصبح يتقدم بخطى سريعة كما بينا نظرا للتأثيرات البيئية لمركبات التبريد والحاجة إلى

طاقة نظيفة ورخيصة ... هذا النظام يتكون من Fig12.14

- |                           |                           |
|---------------------------|---------------------------|
| Solar collector           | 1- مجمعات شمسية           |
| Hot storage tank          | 2- خزان للطاقة وآخر إضافي |
| Auxiliary boiler.         | 3- غلاية مساعدة           |
| Absorption chiller        | 4- نظام امتصاص            |
| Cooling tower.            | 5- برج تبريد              |
| Pumps                     | 6- مضخات                  |
| Cooling and heating coils | 7- ملفات تبريد وتسخين     |
| Supply and return         | 8- مسارات تغذية وراجع     |
| Heat exchangers           | 9- مبادلات حرارية         |

ففي حالة التبريد فإن الطاقة الشمسية من المجمعات الشمسية Solar collectors يتم تجميعها في خزانات الطاقة ( Hot- storage tank ).

- تقوم الطلبات بسحب المياه الساخنة لتزويد مولد وحدة الامتصاص بالمياه الساخنة كمصدر حرارى له. في حالة عدم كفاية هذه المياه أو انخفاض درجة حرارتها (في الطقس السيئ) يمكن استخدام بخار ساخن من الغلاية المساعدة Auxiliary boiler .
  - الماء المثلج الذى يتم الحصول عليه من مبرد وحدة الامتصاص يتم ضخه بواسطة الطلبية إلى خزان للمياه المثلجة. هذا الأخير يتم دفعة أما إلى ملفات التبريد في وحدة المناولة AHU أو إلى الوحدات الطرفية في الغرف من طراز وحدة ملف ومروحة Fan and Coil Unit .
  - يقوم برج التبريد Cooling tower بتزويد وحدة الامتصاص بالماء البارد لسحب حرارة الماص وحرارة المكثف .
- وفي حالة التدفئة فإن الماء الساخن من الخزان تقوم الطلبية بضخه خلال صمام ثلاثي Three- way valve إلى ملفات التسخين في وحدة المناولة AHU أو إلى الوحدات الطرفية من نوع ملف ومروحة أو وحدات الحث Induction units .



**Table 12.1 Performance data of absorption thermo chiller**

Model	Capacity (Tons)	Cooling Duty				Heating Duty	
		C.O.P		Fuel Consumption (MBH)		Capacity (MBH)	Fuel Consumption (MBH)
		Std.	Hi-Eff.	Std.	Hi-Eff.		
ABDL-100	100	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,197 (1,078)	1,125 (1,013)	1,099	1,286 (1,157)
ABDL-120	120	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,436 (1,293)	1,350 (1,215)	1,317	1,543 (1,389)
ABDL-150	150	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,796 (1,616)	1,688 (1,519)	1,651	1,928 (1,736)
ABDL-180	180	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,155 (1,940)	2,025 (1,823)	1,980	2,314 (2,083)
ABDL-200	200	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,395 (2,155)	2,250 (2,025)	2,198	2,571 (2,314)
ABDL-240	240	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,874 (2,586)	2,700 (2,430)	2,639	3,086 (2,777)
ABDL-300	300	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	3,591 (3,232)	3,376 (3,038)	3,297	3,856 (3,471)
ABDL-350	350	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	4,190 (3,771)	3,938 (3,544)	3,849	4,502 (4,051)
ABDL-400	400	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	4,789 (4,310)	4,501 (4,051)	4,397	5,142 (4,627)
ABDL-450	450	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	5,387 (4,848)	5,063 (4,557)	4,948	5,787 (5,208)
ABDL-500	500	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	5,986 (5,387)	5,626 (5,063)	5,496	6,427 (5,785)
ABDL-550	550	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	6,584 (5,926)	6,188 (5,569)	6,047	7,073 (6,365)
ABDL-600	600	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	7,183 (6,465)	6,751 (6,076)	6,595	7,714 (6,942)
ABDL-700	700	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	8,380 (7,542)	7,876 (7,088)	7,694	8,999 (8,099)
ABDL-800	800	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	9,577 (8,620)	9,001 (8,101)	8,793	10,285 (9,257)
ABDL-900	900	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	10,774 (9,697)	10,126 (9,114)	9,892	11,571 (10,414)
ABDL-1000	1000	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	11,971 (10,774)	11,252 (10,126)	10,991	12,856 (11,571)
ABDL-1100	1100	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	13,169 (11,852)	12,377 (11,139)	12,090	14,142 (12,728)

— Dimensional Data

Model	Standard Efficiency					High Efficiency				
	(Inches)	Length	Width	Height	Operating Weight (Lbs)	Shipping Weight	(Inches)	Length	Width	Height
ABDL-100	119	60	86	10800	9500	119	60	86	11400	10100
ABDL-120	126	60	86	11900	10600	126	60	86	12800	11200
ABDL-150	143	60	86	13700	12100	143	60	86	14500	13000
ABDL-180	163	65	89	15900	14100	163	65	89	17000	15200
ABDL-200	178	65	89	17100	15200	178	65	89	18400	16500
ABDL-240	210	65	89	19300	17200	210	65	89	20700	18500
ABDL-300	166	81	108	29000	25000	166	81	108	30800	26800
ABDL-350	189	81	108	32200	27900	189	81	108	34200	29600
ABDL-400	212	82	108	35000	30200	212	82	108	37200	32400
ABDL-450	234	86	108	38100	33100	234	86	108	40800	35500
ABDL-500	261	86	108	42500	36700	261	86	108	45200	39200
ABDL-550	283	86	108	47600	41400	283	86	108	50400	44200
ABDL-600	238	120	131	60400	51400	238	120	131	65200	56000
ABDL-700	260	120	131	64800	55100	260	120	131	71100	61500
ABDL-800	285	127	131	73300	61900	285	127	131	80300	69000
ABDL-900	310	127	131	81200	69400	310	127	131	88900	77100
ABDL-1000	266	150	145	93500	67300	266	150	145	101500	74100
ABDL-1100	281	150	145	100200	72000	281	150	145	109200	79700





## ***AUTOMATIC CONTROL FOR HVAC***

### ***General***

### ***مقدمة***

أنظمة تكييف الهواء يتم عادة تصميمها على أقصى ظروف مناخية لكي تحقق ظروف الراحة على مدار العام للإنسان . وكما سبق بيانه فإن ظروف الراحة تتحقق بتوفير درجة الحرارة ونسبة الرطوبة وكمية الهواء المناسبة للإنسان . وحيث أن الظروف القصوى هذه لا تسود على مدار العام وجب توفير وسيلة أو نظم للتحكم الذاتي في عمل هذه الأنظمة بحيث توفر ظروف الراحة للإنسان في كل الأحوال وتضمن عمل هذه الأجهزة بطريقة جيدة .

### ***13.1 وظيفة نظام التحكم الآلي***

### ***13.1 Functions of Automatic Control System***

يقوم نظام التحكم الآلي بالوظائف الأربعة الآتية :-

- المحافظة على ظروف التصميم الداخلية مثل درجة الحرارة و نسبة الرطوبة . وحيث أنه يتم اختيار سعة أنظمة التكييف طبقاً للظروف الخارجية مع الحفاظ على الظروف الداخلية فمع تغيير الظروف الخارجية وبالتبعية الحمل الحراري كسباً أو فقداً فإن السعة بالتالي سوف تتغير . وفي غياب التحكم الآلي سوف يشعر الناس ببرودة أو حرارة أكبر من اللازم ولهذا فإن التحكم الآلي يعمل على تلافي ذلك .
- السماح بالتشغيل التلقائي وبذلك يمكن تجنب أو تقليل خطأ وإهمال العنصر البشري .
- الاقتصاد في الطاقة وترشيد تكاليف التشغيل . من أهم الأساسيات التي يعتمد عليها تصميم التحكم الآلي هي مقدرة النظام على ترشيد الطاقة في كل الأوقات . وعلى سبيل المثال فإنه يمكن تقليل كمية الهواء الخارجي وعليه يمكن تخفيض سعة التبريد المستخدمة . وبالتالي تخفيض تكاليف التشغيل .

- المحافظة على مستويات أمان عمل المعدات . تعمل أجهزة التحكم على المحافظة على أداء المعدات بمستويات أمان مائعة بذلك تلف المعدات وتضمن أمان العاملين .
- للأهمية القصوى للتحكم الآلي في تكييف الهواء وحيث أن أنظمة التحكم الآلي من الأنظمة التي يصعب الإلمام بها حيث أنها تتبع تخصص التحكم . وسنبين فيما يلي بعض الخلفية النظرية التي تساعد في فهم أنظمة التحكم مع تطبيقها في مجال تكييف الهواء .

## 13.2 مكونات نظام التحكم

### 13.2 The Control System Components

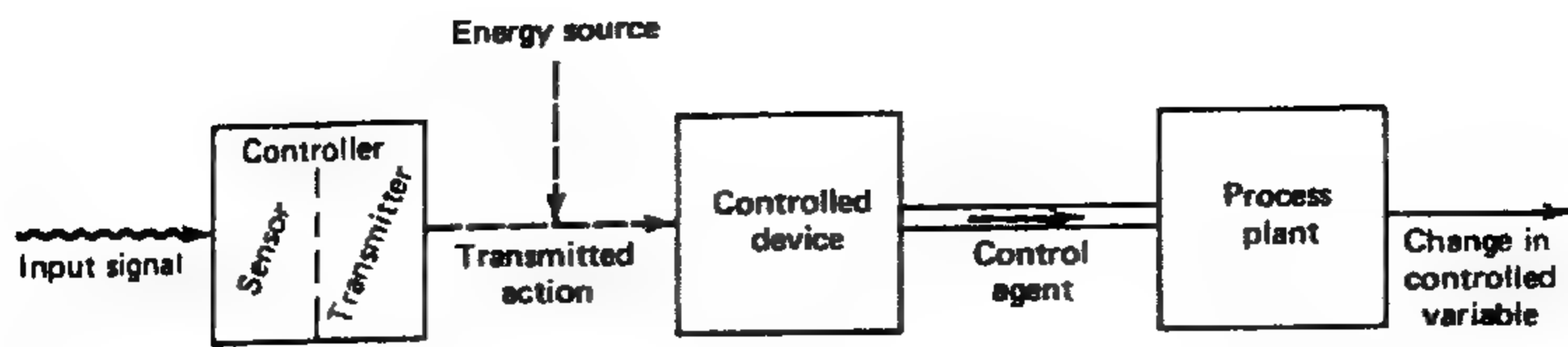
كل أجهزة التحكم حتى البسيط منها Fig13.1 تتكون من :

1- متغيرات محكومة **Controlled variable** هي المتغيرات الواجب التحكم فيها عند قيمة معينة مثال : درجة الحرارة **temperature** ، ونسبة الرطوبة **Humidity ratio** ، الضغط **Pressure**

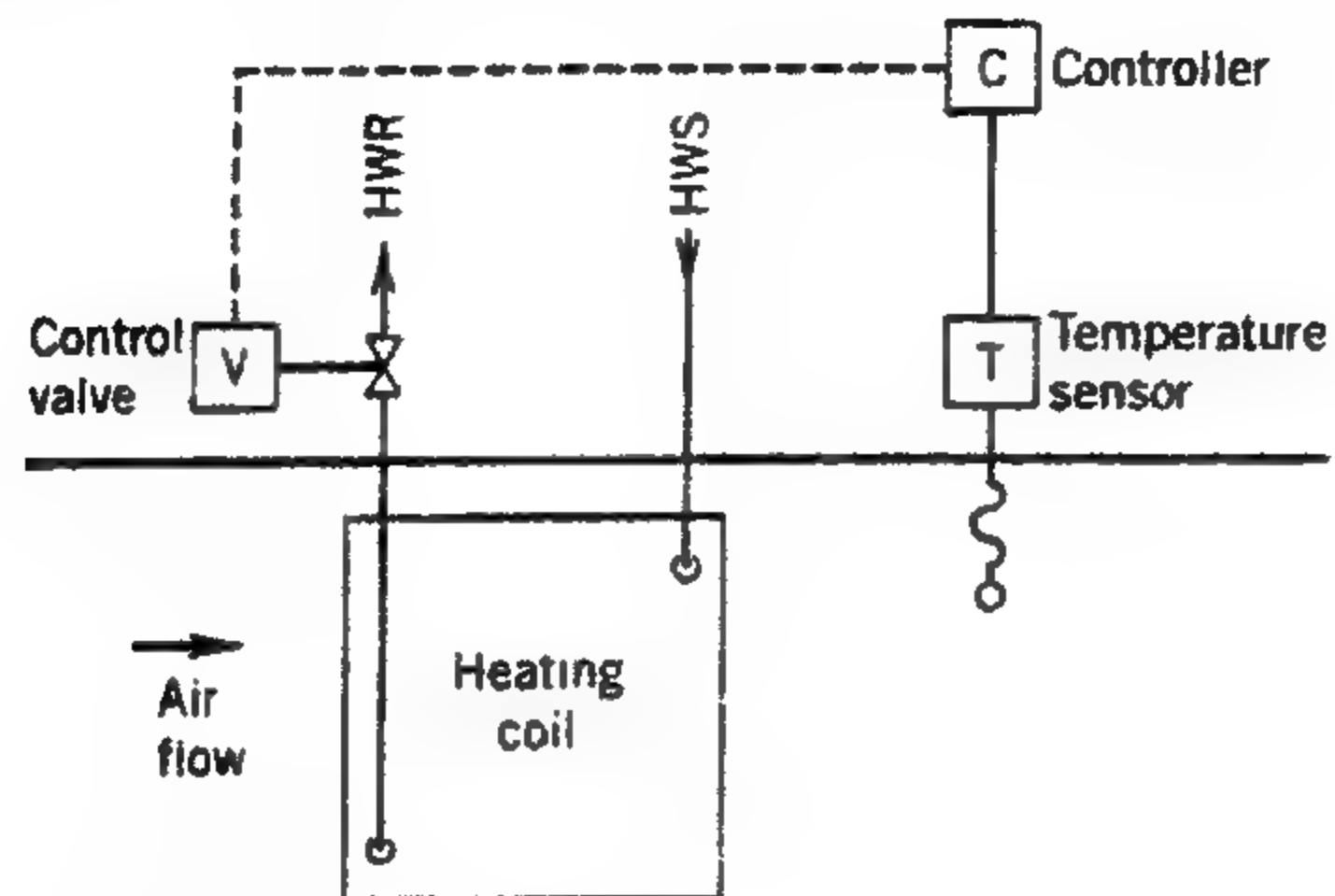
2- المتحكمات **Controller**. وهي عبارة عن أداة تحتوي على حساس **Sensor** ومرسل **Transmitter** تحس بمقدار التغير في المتغيرات وترسل إشارة التصحيح المناسبة بالفعل المرسل إلى الأداة المحكومة **Controlled device** للضبط طبقا لما هو مطلوب ، مثال المتحكمات : متحكم درجة الحرارة **Thermostat** ، متحكم الرطوبة **Humidistat** ، متحكم الضغط **Pressurestat** .

3- مصادر الطاقة **Source of energy**. هي عبارة عن مصادر القدرة اللازمة لتوصيل إشارة الإحساس للتصحيح من المتحكم إلى الأداة المحكومة . من مصادر الطاقة : الهواء المضغوط **Compressed air (Pneumatic)** والطاقة الكهربائية **Electric energy**.

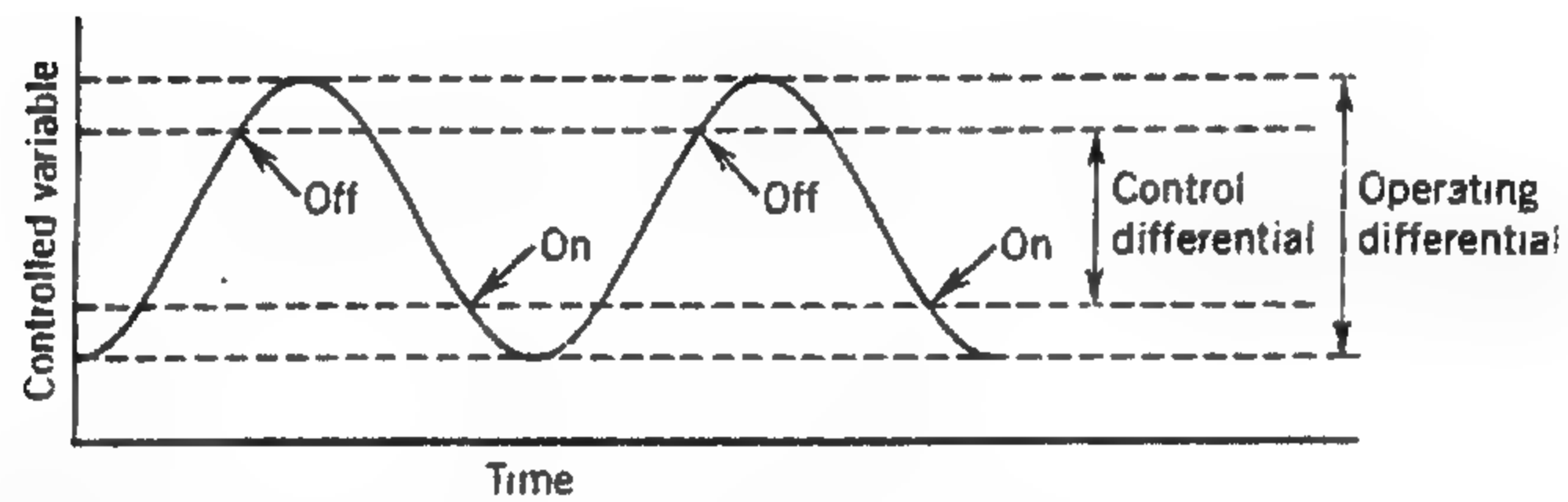
4 - الأداة المحكومة **Controlled device** وهي الأداة التي تستقبل الفعل من المتحكمات وتقوم بتنظيم التدفق أو أي تأثير آخر من الوسيط **Agent** ومن أمثلة هذه الأدوات : الصمامات **Valves** ، البوابات **Dampers** ، أو موتور إدارة ظلمبه أو مروحة أو إدارة ضاغط .. وهكذا .



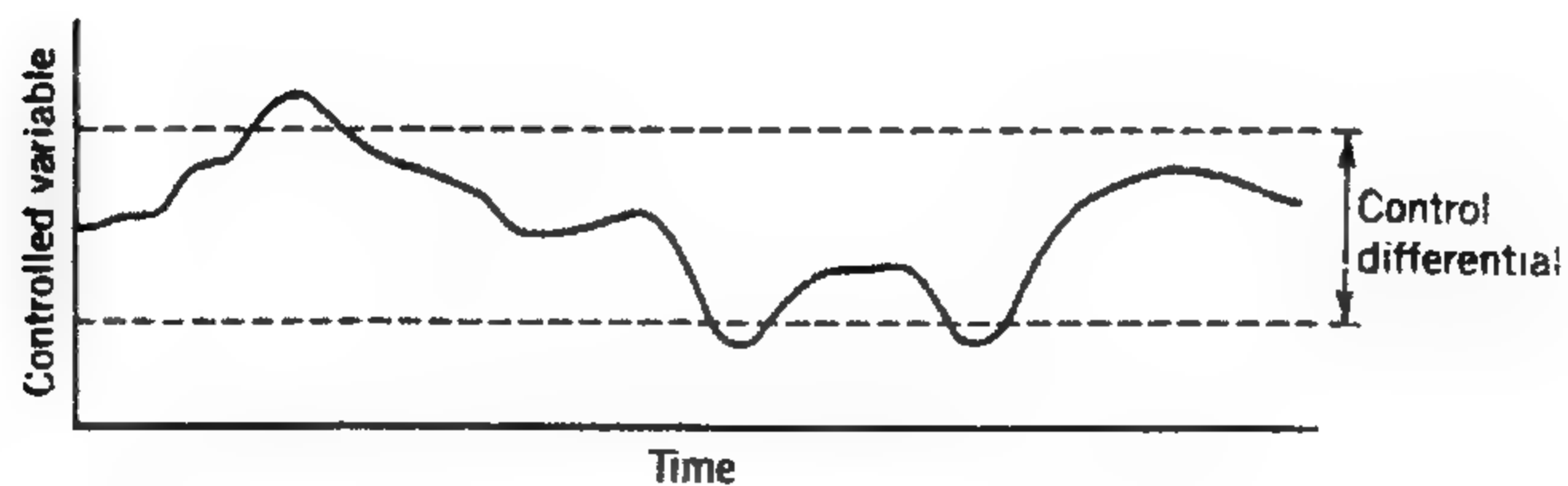
**Figure 13.1 Control system components.**



**Figure 13.2 Simple air- temperature control system**



**Figure 13.3 Two – position (On- Off) control system.**



**Figure 13.4 Floating control action.**

5- وسيط التحكم *Control agent*. هو الوسيط الذي يتم تنظيمه بواسطة الأداة المحكومة Controlled device من أمثلة الوسيط الماء المتدفق خلال صمام ، الهواء خلال بوابة ، التيار الكهربائي للموتور .

6- محطة العملية *Process plant* تنظيم سلوك وسيط التحكم يغير في خرج Output أداء المعدات وهو ما يسمى بمحطة العملية . مثال ذلك ملفات التبريد والتدفئة ومسخن الزيت ، المروحة والظلمة والضغوط وغيرها .

وبتطبيق ما سبق على نظام تحكم بسيط Fig13. 2. هذا الشكل يبين تدفق الهواء على ملفات تسخين فإننا نجد أن الحساس (T) Sensor الموجود في المتحكم (C) Controller يقيس درجة الحرارة Controlled variable في المسار الهابط Downstream للهواء ويرسلها إلى المتحكم الذي يقارن بين درجة حرارة الهواء ودرجة الحرارة المضبوط عندها Set point ويرسل إشارة ( مبينة بالخط المنقط Dashed line ) إلى الأداة المحكومة Controlled valve والذي يقوم بدوره بفتح أو غلق صمام المياه الساخنة ( Controlled device ) طبقا للحاجة لتحقيق حالة تقع بين نقطة الضبط ودرجة حرارة الهواء الفعلية . هذا النظام يسمى نظاما مغلقا أي Closed system هو ما غالبا يستخدم في التحكم الآلي لأنظمة التبريد وتكييف الهواء .

### 13.3 أنواع فعل التحكم 13.3 Types of Control Action

أولاً - فعل ذو موضعين Two position action. هذا الفعل يسمى أيضا فعل ( قفل - فتح ) أو On/Off إذا كانت الأداة المحكومة موتور Motor يمكن أن يبدأ الحركة بـ On أو يتوقف عند Off Fig 13.3. مثال آخر هو الصمام Valve الذي يفتح كلياً فيسمح بمرور المائع أو يغلق كلياً فيتوقف سريان المائع .

ومن Fig13. 3 نجد أن :

- تباين التحكم Differential control هو مدى فعل التحكم بين نقطتي الفعل On - Off.
- تباين التشغيل Operating differential هو المدى بين أعلى نقطة عمل وأسفل نقطة وهو بالطبع أكبر من تباين التحكم حيث أن هناك تخلف (Lag) في التأثير لأداة التحكم .



**ثانياً - فعل عائم Floating action** . في الفعل العائم فإن الأداة المحكومة تعمل بطريقة المتحكم ذي موضعين . أداة التحكم مصممة بحيث تتحرك بالتدريج بين الفتح الكامل. والغلق الكامل. يرسل مصدر الطاقة إشارة تعمل على تحريك الجزء الشغال من الأداة المحكومة في اتجاه واحد بحيث تكون منطقة لا ترسل إليها أي إشارة تاركة الأداة المحكومة كالعائمة . كما هو واضح من Fig13.4 .

**ثالثاً - الفعل التناسبي Proportional action** . في هذا النوع من الفعل فإن قوة الإشارة الصادرة من المتحكمات تتناسب طردياً مع مقدار التغير في المتغيرات المحكومة وبالتالي فإن الأداة المحكومة فيها تتحرك أيضاً تناسبياً مع قوة الإشارة. هذا النوع من الفعل يعطي إستجابة دقيقة للتغير في الحمل أفضل من الفعل ذو موضعين Fig13.5. ومنه يبين التعاريف الآتية :-

- **نقطة الضبط Set point** هي قيمة المتغيرات المطلوب من المتحكمات تثبيتها .  
- **نقطة التحكم Control Point** هي القيمة الفعلية للمتغيرات والتي يقوم المتحكم بتثبيتها في أي وقت .

- **الموازنة ( المعادلة ) Offset** هي الفرق بين نقطة التحكم Control Point ونقطة الضبط Set point .

- **مدى الخلق Throttling range** هو مقدار التغير المطلوب حدوثه للمتغيرات لكي تتحرك الأداة المتحكم فيها من أقصى طرف لأقصى الطرف المقابل مثال : أقصى فتح إلى أقصى غلق .

## 13.4 Controllers

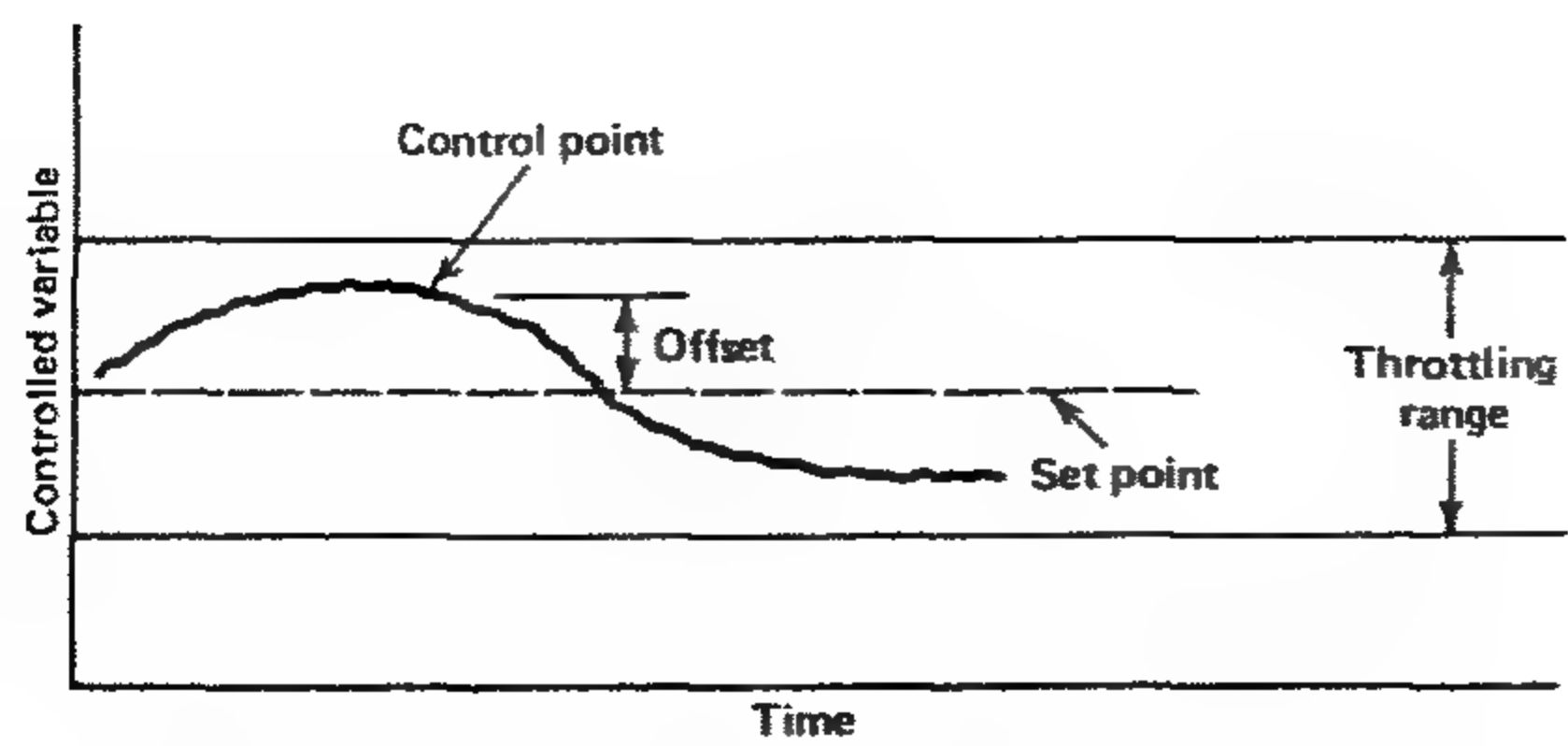
## 13.4 المتحكمات

المتحكمات كما سبق وبيننا أنها تقوم بوظيفتين هما : -

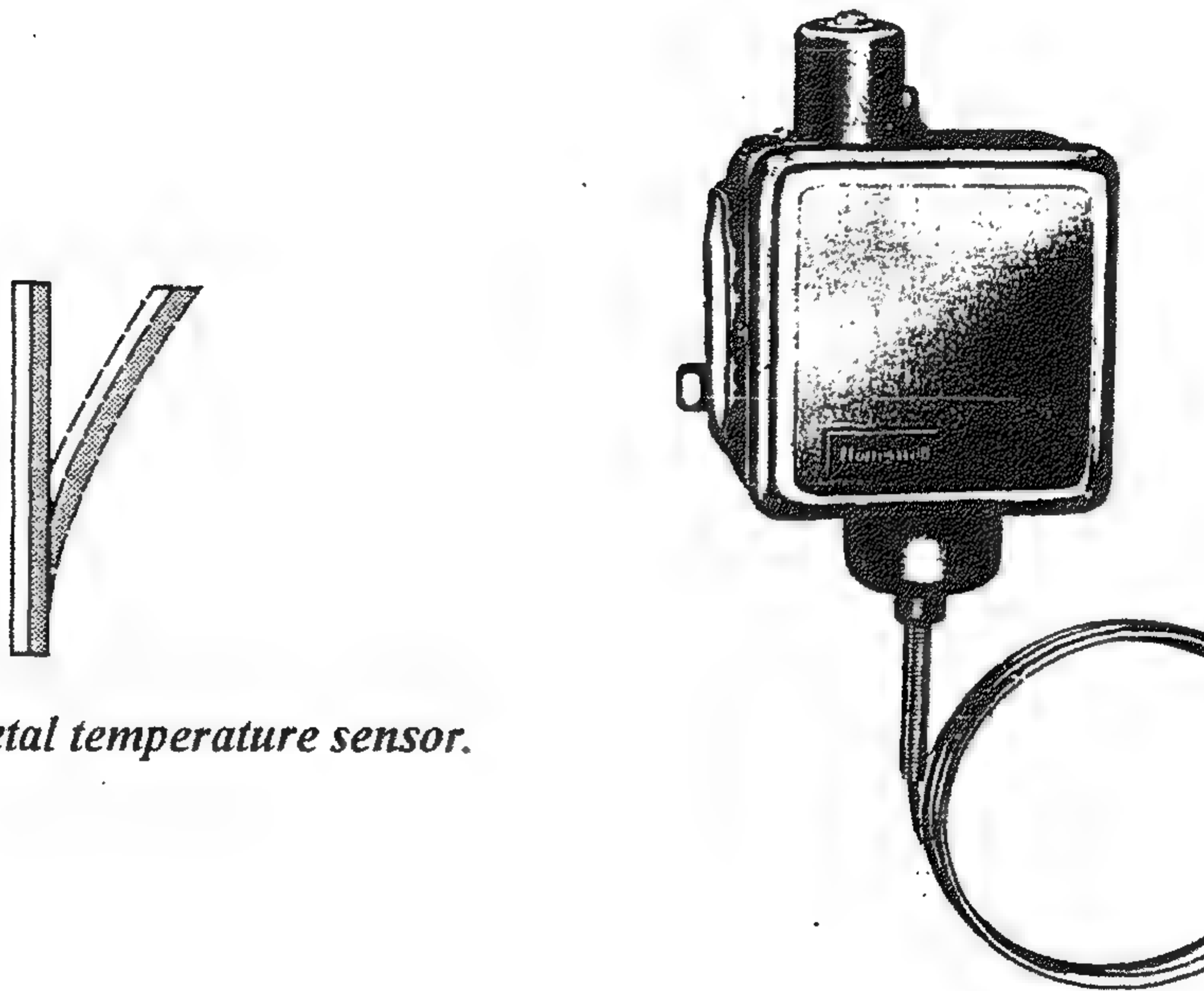
1- الاحساس بالتغير الذي يطرأ على المتغيرات المتحكم فيها .

2- إرسال إشارة بالفعل الواجب اتخاذه.

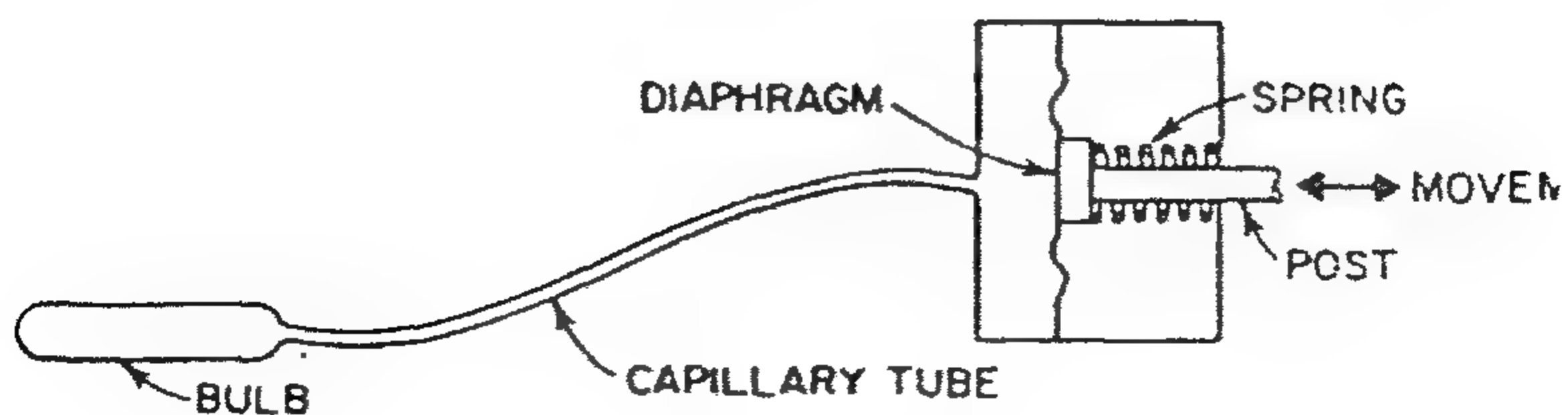
المتغيرات التي تتطلب التحكم فيها هي درجة الحرارة Temperature والرطوبة Humidity والضغط Pressure والتدفق Flow.



*Figure 13.5 Proportional action control.*



*Figure 13.6 Bimetal temperature sensor.*



*Figure 13.7 Bulb and capillary sensor.*

### 13.4.1 متحكمات درجة الحرارة 13.4.1 Temperature Controllers

تسمى متحكمات درجة الحرارة بالترموستات Thermostats هناك أشكال عديدة للعنصر الحساس في الترموستات منها :

1- **عنصر حساس ثنائي المعدن Bimetal element sensor**. يتكون الحساس من معدنين مختلفين في معامل التمدد. عند التعرض لوسط حراري فإن ذلك يؤدي إلى الانحناء في اتجاه المعدن ذي معامل التمدد الأكبر Fig13.6 والذي ينتج عنه فتح أو قفل دائرة كهربائية في المتحكم. هذا الحساس يستخدم في ترموستات الغرفة .

2- **حساس بوصيله وأنبوبة شعيرية Bulb and Capillary sensor** هذا النوع يستخدم للاحساس بدرجة الحرارة في مسلك، أنبوب، خزان أو التطبيقات التي تتطلب التحكم من بعد Fig13. 7. هناك ثلاثة أجزاء رئيسية لهذا الحساس هي: البوصيله Bulb ، وأنبوبة شعيرية Capillary tube ، الرق Diaphragm . البوصيلة عادة ممتلئة بمائع وغاز تبريد يحدد طبقاً لمجال درجة الحرارة المطلوبة. تمدد الغاز أو السائل نتيجة إحساس البوصيلة بالحرارة يولد ضغطاً ينتقل خلال الأنبوبة الشعيرية والذي يتأثر به الرق والذي يتحول في النهاية إلى حركة عمود على ياي. هذا الحساس قد يكون طوله عدة سنتيمترات وقد يصل طوله إلى 6m .

### 13.4.2 متحكمات الرطوبة 13.4.2 Humidity controller.

حساس هذه المتحكمات يصنع من مادة لها خاصية الاسترطابية أي القدرة على امتصاص الماء من الهواء Hygroscopicity. نتيجة لذلك يتغير حجم المادة بسبب التغير في الرطوبة. هذا العنصر في تركيبه يشبه الحساس ثنائي المعدن Bimetal. حيث أنه يتكون من شريطين من خشب يو- سيدر Yew - Cedar . نتيجة اختلاف معدل امتصاص الرطوبة من الهواء عند تغيير الرطوبة يحدث تمدداً أو انحناء بنفس الطريقة السابقة شرحها لعنصر حساس ثنائي المعدن. قد يستخدم أيضاً غشاء حيواني وشعر الإنسان لأن أطوالها تتغير مع الرطوبة.

### 13.4.3 Pressure controllers

### 13.4.3 متحكمات الضغط

حساس هذه المتحكمات يحتوى على رق Diaphragm منفاخ Bellows وأنبوب بوردون Bourdon tube وتعمل بالهواء المضغوط .

### 13.4.4 Flow controller.

### 13.4.4 متحكمات التدفق

عادة ما يستخدم الضغط كإشارة إحساس. فى هذه الحالة فإن سرعة المائع الخاضع للتحكم تتحول إلى ضغط استاتيكي بواسطة عنصر حساس مثل أنبوبة بيتوت Pitut tube وهذه الإشارة تستخدم للتحكم فى التدفق . بعد إرسال إشارة الإحساس يتم تكبيرها بحيث تستطيع تشغيل الأداة المحكومة. عنصر الإرسال قد يكون: الكترونى ، كهربى أو يعمل بالهواء المضغوط .

## 13.5 Controlled Devices

## 13.5 الأداة المحكومة

الأداة المحكومة هى التى تستقبل الفعل من المتحكمات وتقوم بتنظيم الفعل المطلوب مثل التدفق بغرض الوصول إلى القيمة المطلوبة للمتغيرات ومن أمثلة الأدوات المحكومة: الصمامات Valves والبوابات Dampers الموتورات Motors والمرحلات Relays فى تطبيقات تكييف الهواء HVAC.

### 13.5.1 Valves

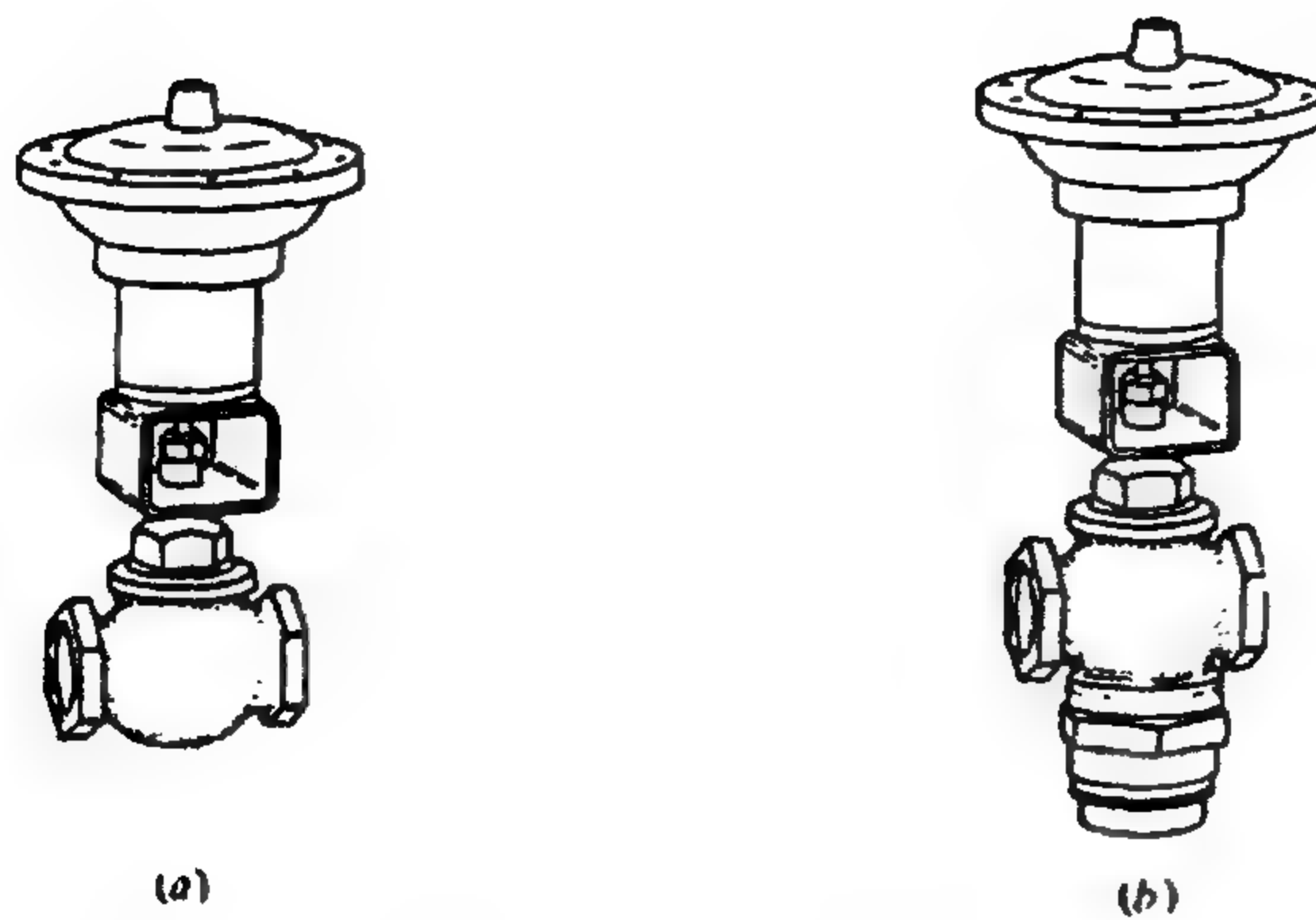
### 13.5.1 الصمامات

صمامات السائل أما أن تكون ثنائية أو ثلاثية Fig13.8 .

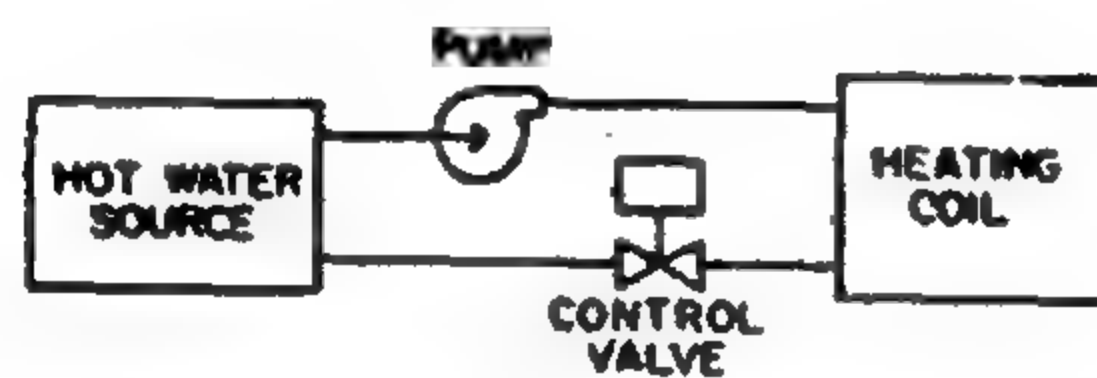
الصمامات الثنائية Two- way-valve تستخدم لتغيير معدل التدفق فى معدات التدفئة والتبريد Fig13 9.

الصمام الثلاثى Three- way valve يستخدم أما للخلط Mixing أو للتفرع Diverting Fig13.10 .

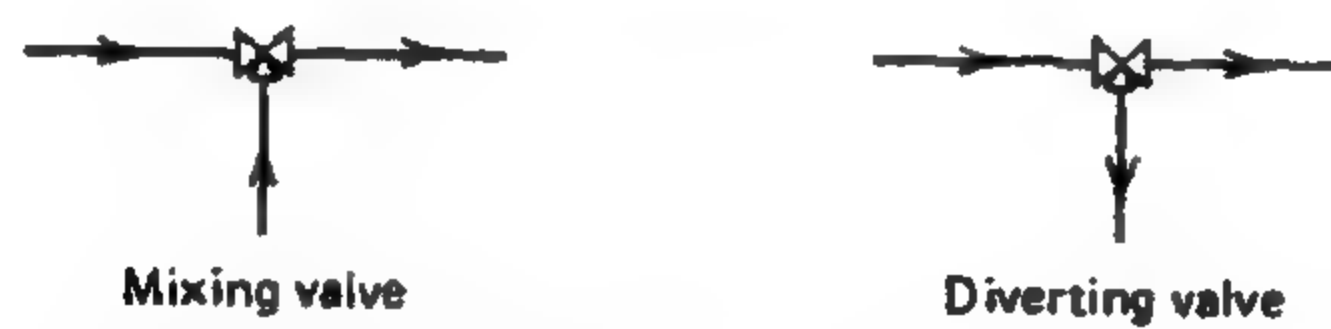
- صمام الخلط له مدخلان ومخرج - صمام التفرع له مدخل ومخرجان.
- يستخدم كل من صمامات الخلط والتفرع للتحكم فى التدفق خلال الملفات (التبريد أو التسخين) Fig 11 .



**Figure 13.8 (a): Two- way valve, (b): Three- way valve.**



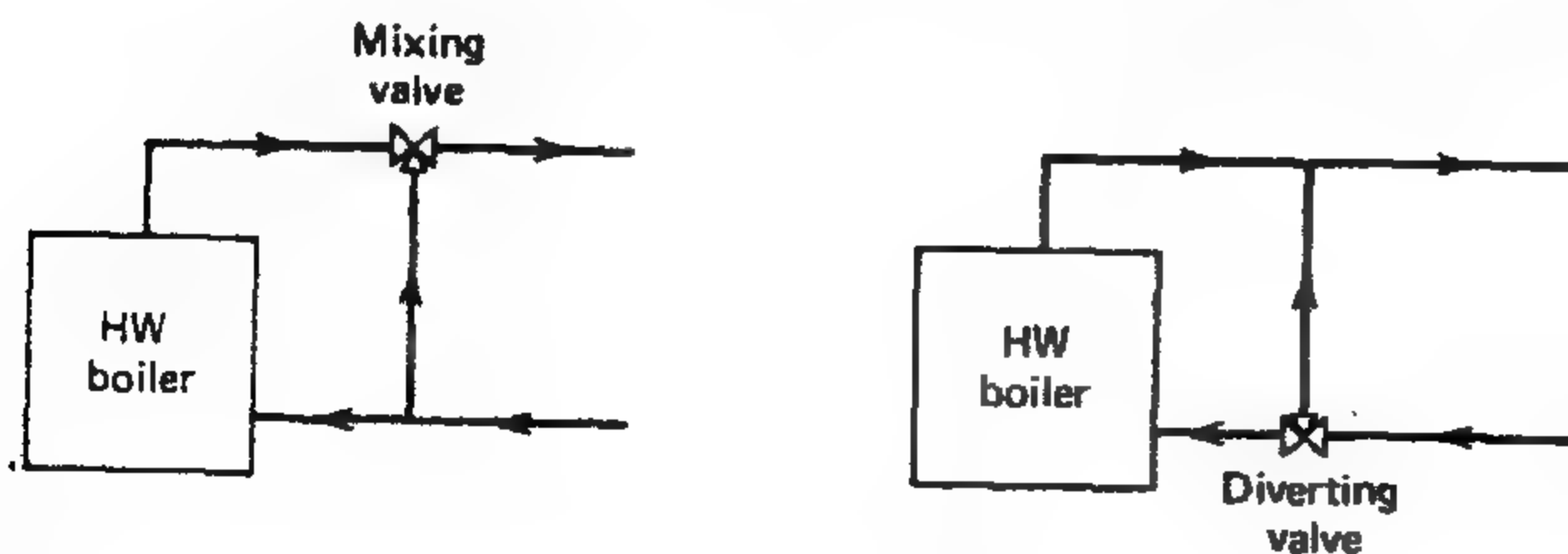
**Figure 13.9 Simple system with two- way valve to control flow.**



**Figure 13.10 Three- way valve for mixing and diverting**



**Figure 13.11 Using three- way valve to control flow rate by mixing or diverting.**



**Figure 13.12 Using three- way valve to control liquid temperature**



- يستخدم ايضا كل من صمامات الخلط للتفرع للتحكم فى السعة وذلك بتغيير درجة حرارة الماء بدلا من كميته Fig13.12 .
- مما هو جدير بالذكر فإن التحكم فى السعة يمكن أن يتم سواء بتغيير معدل تدفق الماء أو درجة الحرارة لذلك فإنه يفضل تغيير السعة بتغيير درجة الحرارة.
- من الناحية الاقتصادية فإن استخدام الصمام الثنائى أفضل ولهذا يفضل استخدامه فى وحدات الغرف .

### 13.5.2 خصائص الصمامات 13.5.2 Valves characteristics

خصائص الصمامات تعنى سلوك كيفية تغيير التصرف مع شوط (Stroke) الصمام وهذا بدوره يعتمد على شكل فتحة الصمام. تقسم الصمامات طبقا لخصائصها إلى ثلاثة أنواع مبيّنة فى Fig13.13 وهى.

- 1- صمامات النسب المتساوية *Equal percentage valves* هذه الصمامات ذات أداء جيد للتحكم الألى فى سريان الماء خلال الملفات حيث أنه يمكنه الحصول على تغيير كبير فى مقدار التدفق بفتحة صغيرة نسبيا الأمر الذى يصعب الحصول عليه مع الصمامات الأخرى .
- 2- صمامات ذات خاصية خطية *Linear valve* هذه الصمامات تعمل بصورة ممتازة إذا كان فعل التحكم تناسبى *Proportional action* وذلك للتحكم فى تدفق البخار حيث ان الحرارة الخارجة *Heat output* من المبادل الحرارى للبخار تتناسب مع معدل تدفق البخار .
- 3- صمامات الفتح السريع *Quick opening valves* كما هو واضح من Fig13.13 فإن أقصى مقدار للتدفق يمكن الحصول عليه بفتحه تقرب من 40% .

تقسم الصمامات طبقا لتأثير الضغط Fig13.14 إلى:

- 1- صمامات عادية الفتح *Normally Open* ومن الشكل نجد أن الضغط يؤثر من أعلى على الرق الذى يدفع الأبرة *Stem* للحركة لأسفل مغلقا بذلك فتحة المسار، عند انخفاض الضغط أو تلاشيهِ فإن الإبرة ترتفع لأعلى فاتحة بذلك فتحة المسار أى أن فى عدم وجود ضغط فإن الصمام يكون مفتوحا ويسمى *Normally opened* ويرمز له بالرمز NO ويستخدم هذا الصمام فى حالة التسخين.

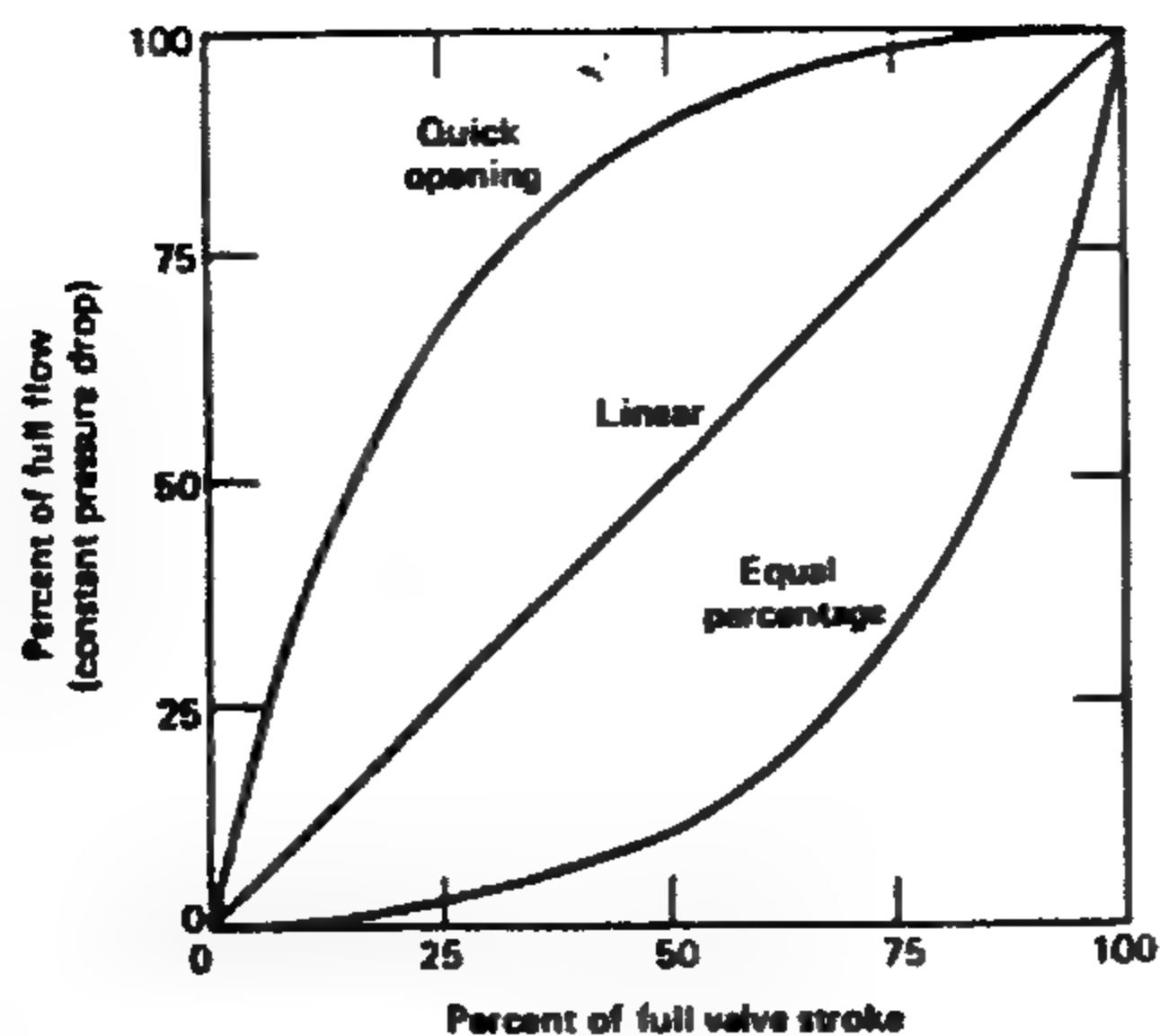


Figure 13.13 flow characteristics of control valve.

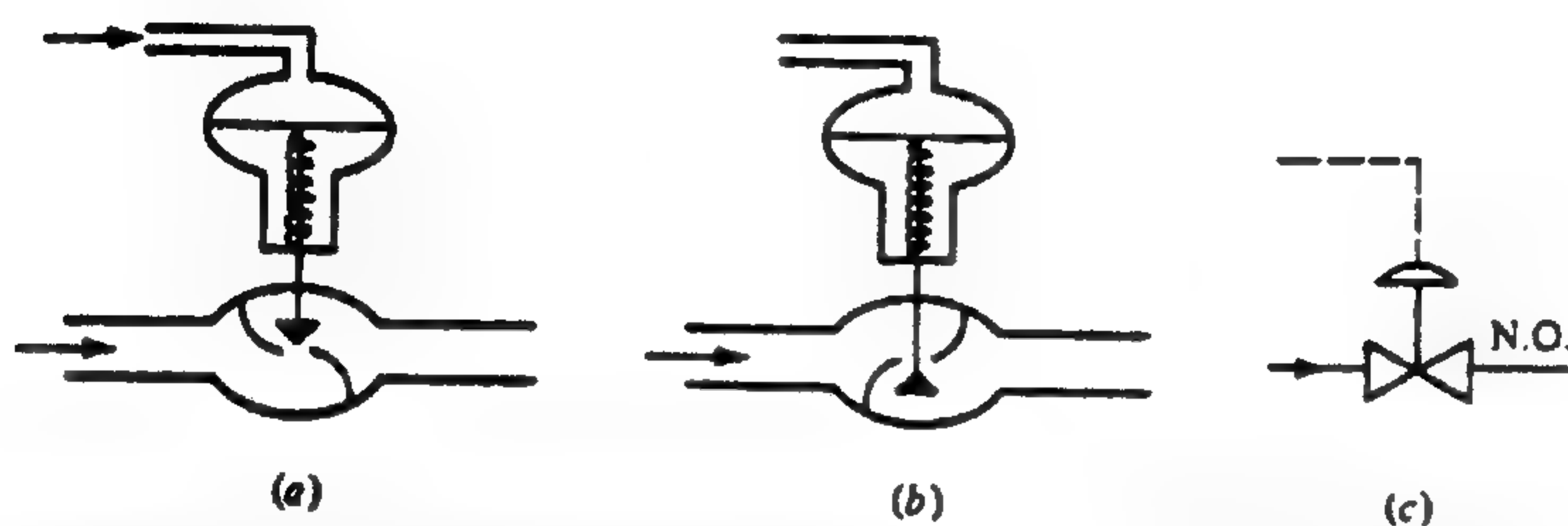


Figure 13.14 Throttling valves, (a): No normally opened, (b) NC

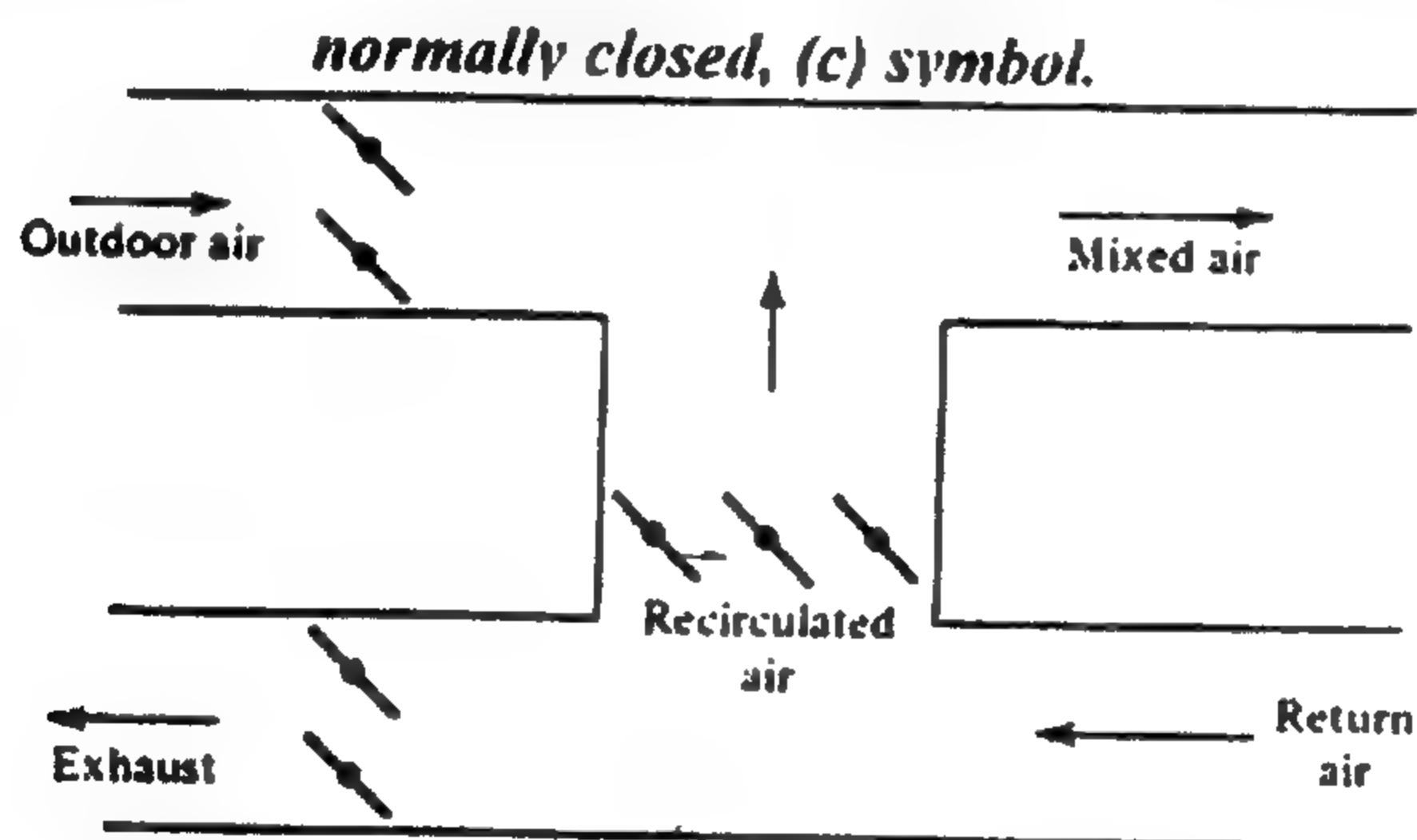


Figure 13.15 Outdoor, exhaust, and re-circulate dampers.

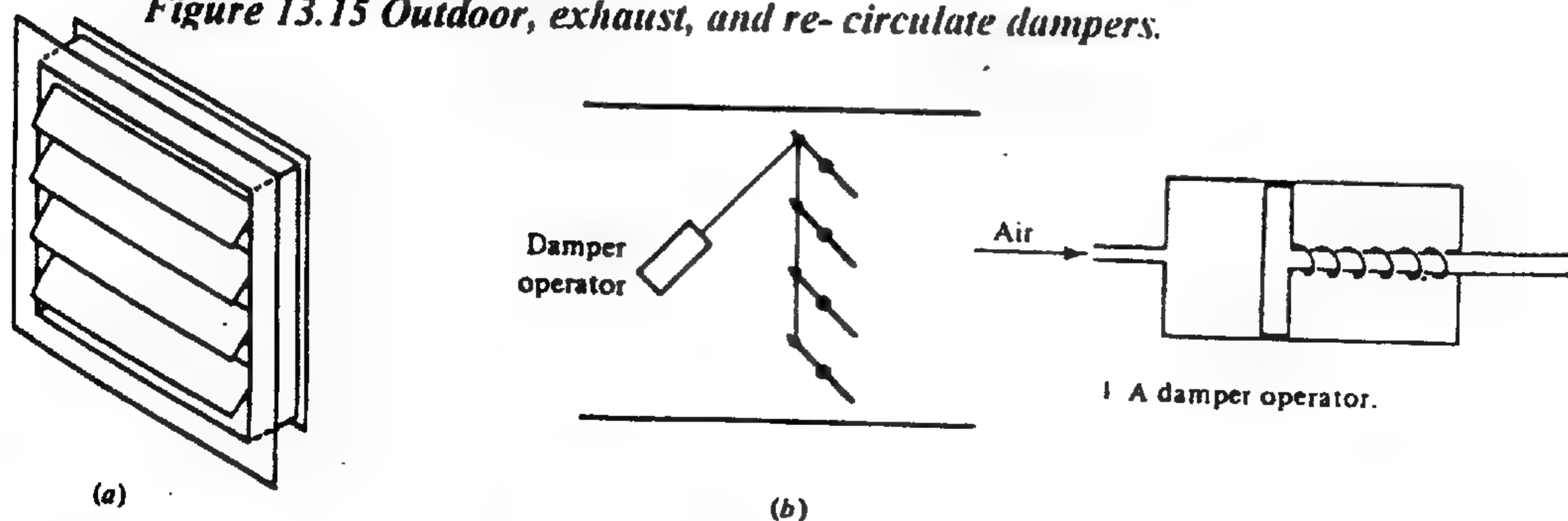


Figure 13.16 (a): A damper assembly, (b) schematic.

2- صمامات عادية القفل Normally closed ويرمز له بـ NC. في حالة انخفاض الضغط أو تلاشيهِ فإن الأبرة تغلق فتحة المرور. ويستخدم هذا الصمام في حالة التبريد والترطيب.

### 13.6 الخوانق (البوابات) 13.6 Dampers.

تستخدم الخوانق كأداة محكمة لتغيير تدفق الهواء ، أو خلط الهواء أو الأمرار الجانبى للهواء Fig13.15 والغرض من ذلك هو تغيير سعة التبريد أو التسخين للمعدات .

وتتركب الخوانق كما هو واضح من Fig13.16 من ريش توجيه معدنية Adjustable louvers مركزة داخل إطار وتعمل بواسطة مشغل Operator. هذا المشغل عبارة عن كباس داخل اسطوانة. الكباس مركب عليه يابى Spring عند اتصال الاسطوانة بضغط الهواء تدفع الكباس إلى الحركة للخلف فينشأ فرق ضغط فى اليابى مؤديا إلى حركة ريش الخانق فاتحا أو مغلقا أياها ويؤدى ذلك إلى فتح أو غلق مسار الهواء الريش نوعان Fig13.17 .

- ريش متوازية Parallel blades وتقوم بعمليات الفتح الكلى والغلق الكلى.
- ريش متعكسة Opposed blades تقوم بعمليات فتح جزئى أو غلق جزئى وبالتالي هى تنظم كمية تدفق الهواء فهى احسن وأكثر انتشارا.

#### 13.6.1 خصائص الخوانق 13.6.1 Damper characteristics

يقصد بخصائص الخوانق علاقة مقدار التدفق مع مقدار فتحة الخانق. يوضح Fig13.18، Fig13.19 هذه الخصائص لكل من الريش المتوازية والريش المتعكسة على الترتيب. ويبين Table13.1 نسبة مقاومة فرق الضغط عند المنحنيات المتماثلة (A) B ،... إلى المقاومة الكلية للنظام لكلا من النوعين: المتوازي والمتعكس كما هو مبين فى Fig 13.18 & Fig 13.19 على الترتيب. ومنها يتضح أن مقاومة فرق الضغط للخوانق المتعكسة تقل بنسبة 60% للفتحات الصغيرة، 20% للفتحات الكبيرة مقارنة للخوانق المتوازية مما يجعل الخوانق المتعكسة الريش أفضل وأكثر انتشارا.

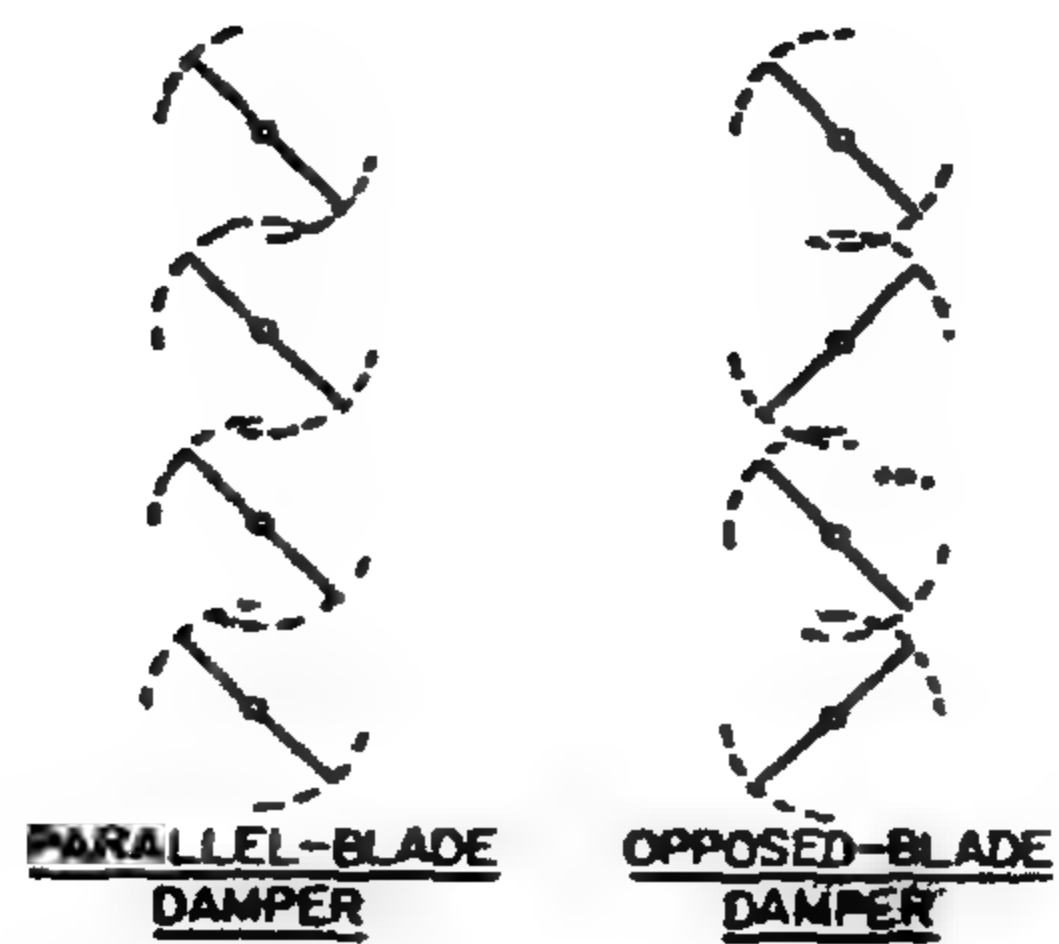


Figure 13.17 Types of air flow dampers.

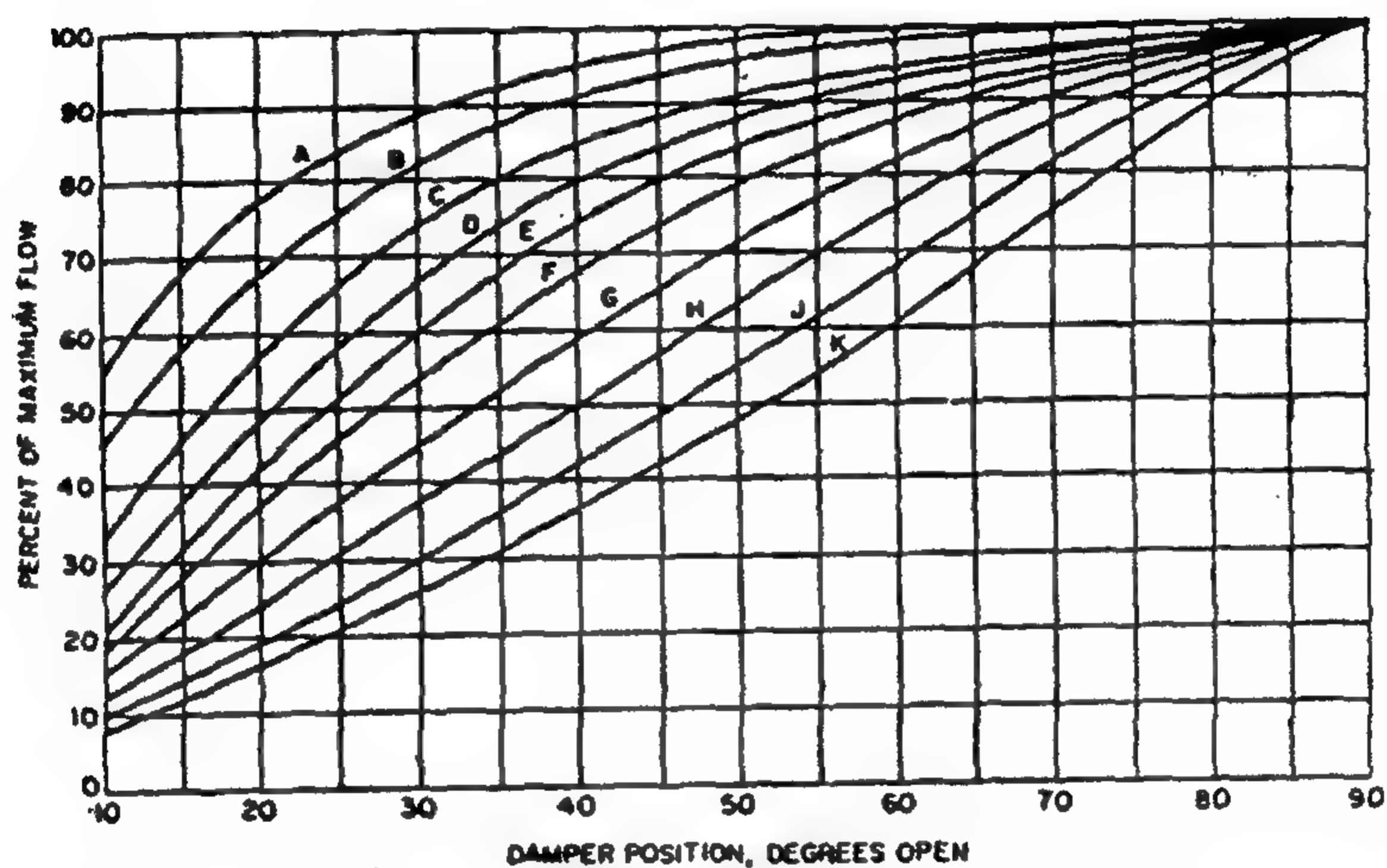


Figure 13.18 Parallel- blade damper flow characteristics

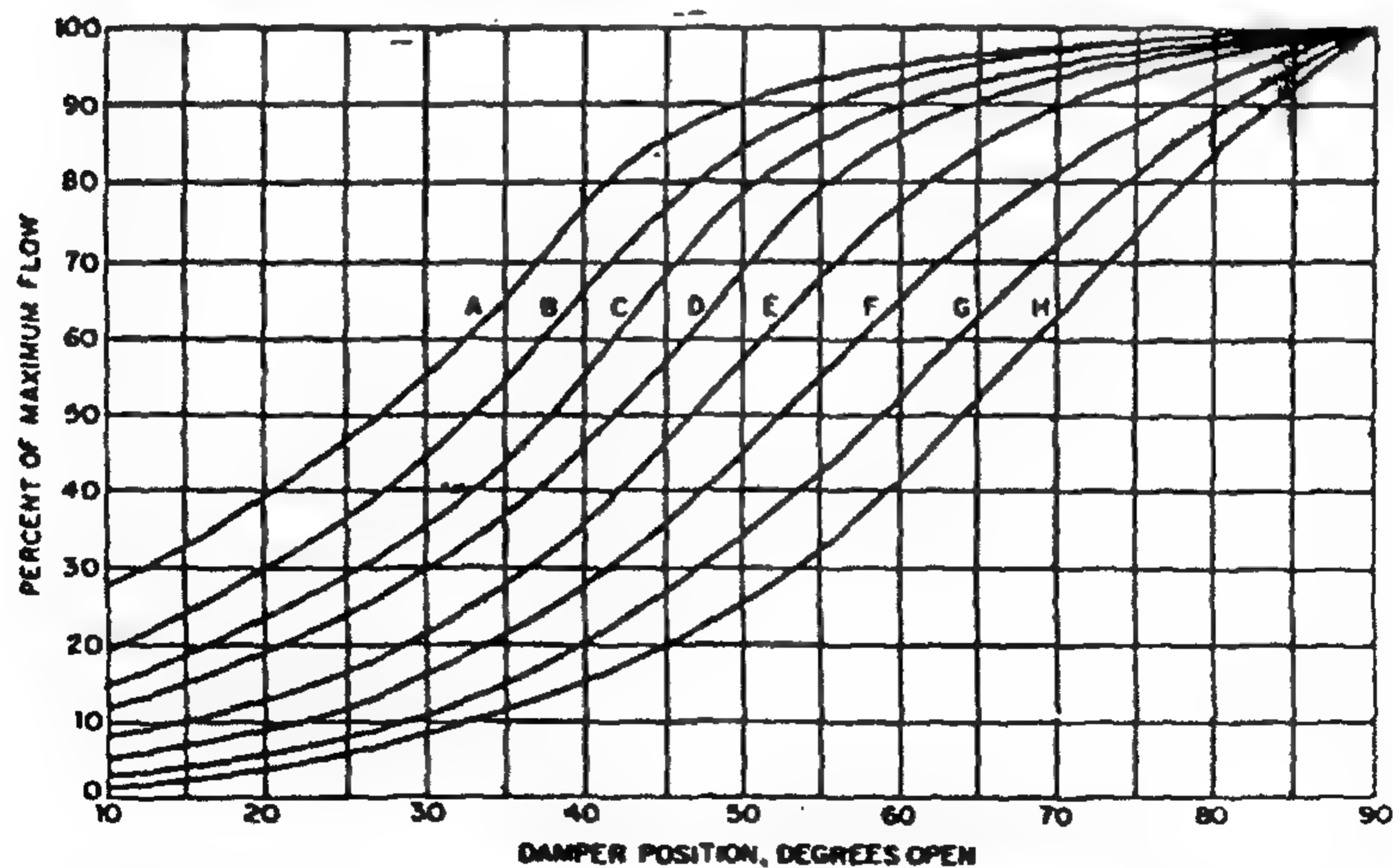


Figure 13.19 Opposed- blade damper flow characteristics

## 13.7 أنظمة التحكم البسيطة *13.7 Elementary Control System*

هناك عدد غير محدود من أنظمة التحكم لأنظمة تكييف الهواء HVAC وسوف نقوم بشرح الأسلوب النمطي لبناء نظام التحكم. يمكن تنفيذ التحكم عن طريق التأثير على مصادر التبريد أو التسخين أو الطلمبة أو المروحة أو الوحدات الطرفية كما يمكن تنفيذ التحكم عن طريق تغيير معدل تدفق الماء أو الهواء بالتأثير على صمامات التحكم أو الخوانق .

### 13.7.1 أنظمة التحكم الهواء الغرفة

#### 13.7.1 Control system of space temperature

1- **تحكم في الضاغط أو السخان** *Control of compressor or burner*. عبارة عن نظام بسيط للتحكم في ضاغط التبريد أو السخان من Fig13.20 فإن الترموستات الغرفة (T) يتأثر بدرجة حرارة الغرفة فيقوم بتشغيل أو إيقاف موتور ضاغط وحدة التكييف. هذا النظام يستخدم مع وحدات الغرفة. بنفس الطريقة في حالة التدفئة يقوم الترموستات (T) في Fig13.21 الخاص بالغرفة بتشغيل السخان أو الغلاية، Boiler وتزويدها بالغاز باللازم للاشتعال حتى تصل درجة حرارة الغرفة إلى الحد المطلوب فيعطى الترموستات في هذه الحالة الإشارة المناسبة.

2- **التحكم في معدل التدفق خلال الصمام** *Control of flow rate through valves* بنفس الطريقة يقوم ترموستات الغرفة (T) في Fig13.22 بالتأثير على الصمام لتغيير معدل تدفق الماء الساخن أو البارد أو مانع التبريد إلى الوحدات الطرفية أو ملفات التبريد وذلك باستخدام الصمامات الآلية وبهذه الطريقة يمكن تغيير سعة التبريد أو التسخين.

3- **التحكم في خوانق الحجم** *Control of volume dampers* في هذه الحالة فإن ترموستات الغرفة (T) الذى يتأثر بدرجة حرارة الغرفة Fig13.23 يقوم بالتأثير على الموتور الخاص بالخانق فيتم تغيير معدل تدفق الهواء المار خلال المسلك بالدرجة المطلوبة حتى تصل درجة حرارة الغرفة إلى الحد المطلوب .

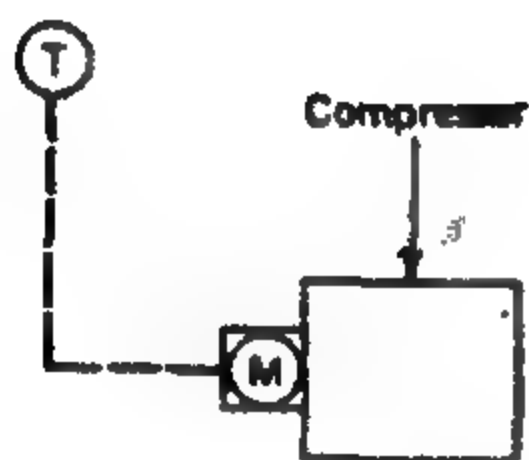
4- **تحكم خوانق الخلط** *Control of mixing dampers* في هذا النظام فإن ترموستات الغرفة (T) الذى يتأثر بدرجة حرارة الغرفة يقوم بتشغيل مجموعتين من الخوانق Fig13.24



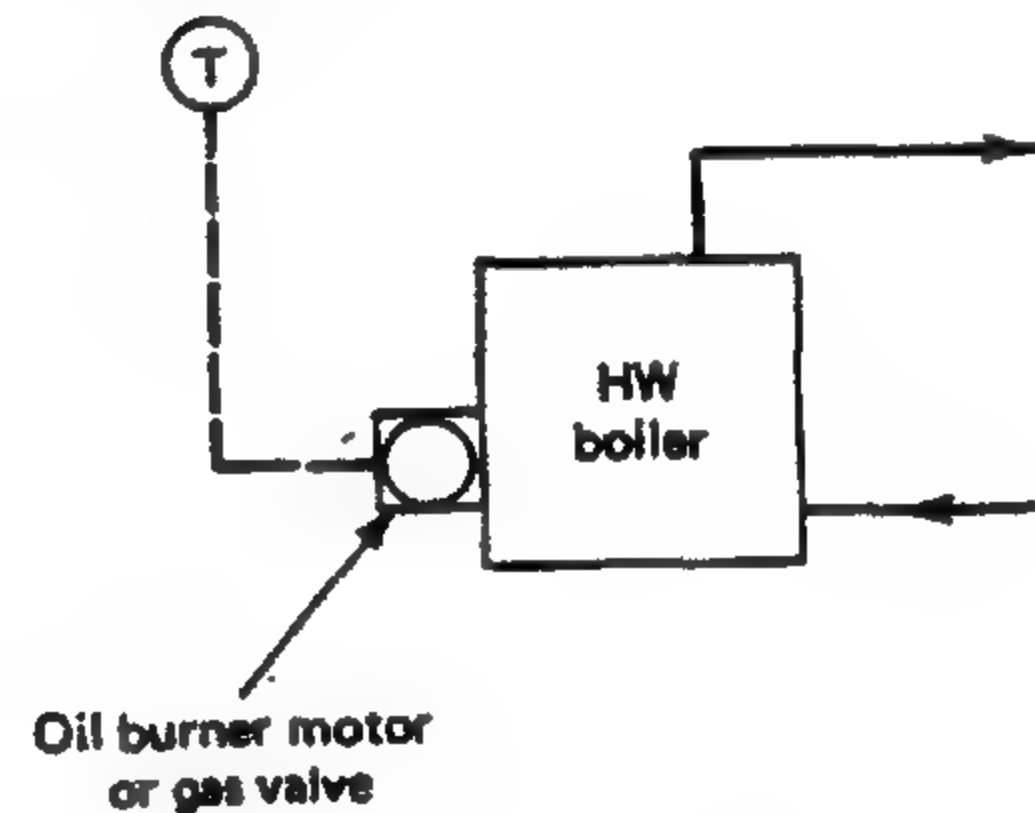
**Table 13.1 Ratio of Damper Resistance to system Resistance which apply to flow characteristics of figs. 13.18 & 13.19**

PARALLEL-LEAF DAMPERS		OPPOSED-LEAF DAMPERS	
Open Damper Resistance. Percent of System Resistance	Flow Characteristic Curve	Open Damper Resistance. Percent of System Resistance	Flow Characteristic Curve
0.5-1.0	A	0.3-0.5	A
1.0-1.5	B	0.5-0.8	B
1.5-2.5	C	0.8-1.5	C
2.5-3.5	D	1.5-2.5	D
3.5-5.5	E	2.5-5.5	E
5.5-9.0	F	5.5-13.5	F
9.0-15.0	G	13.5-25.5	G
15.0-20.0	H	25.5-37.5	H
20.0-30.0	J		
30.0-50.0	K		

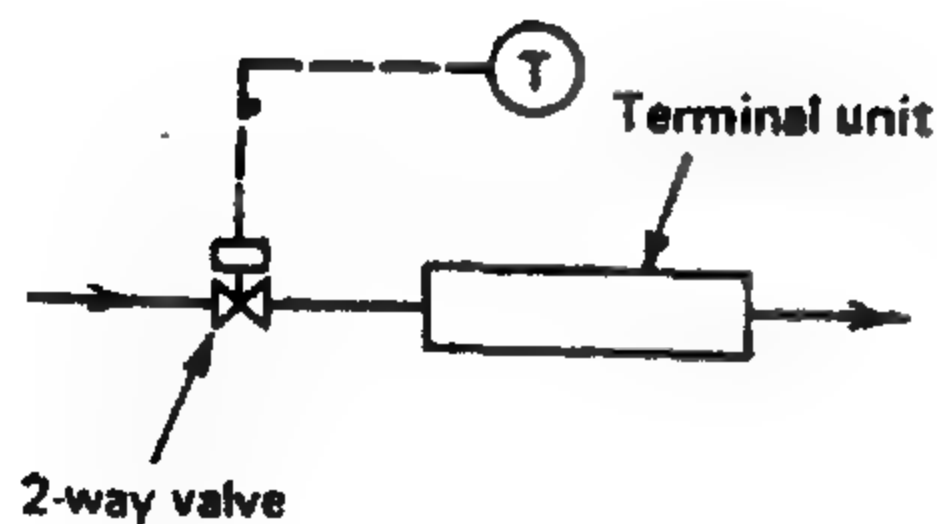
\*From E. J. Brown, Heating, Piping and Air Conditioning, April 1960, p. 171.



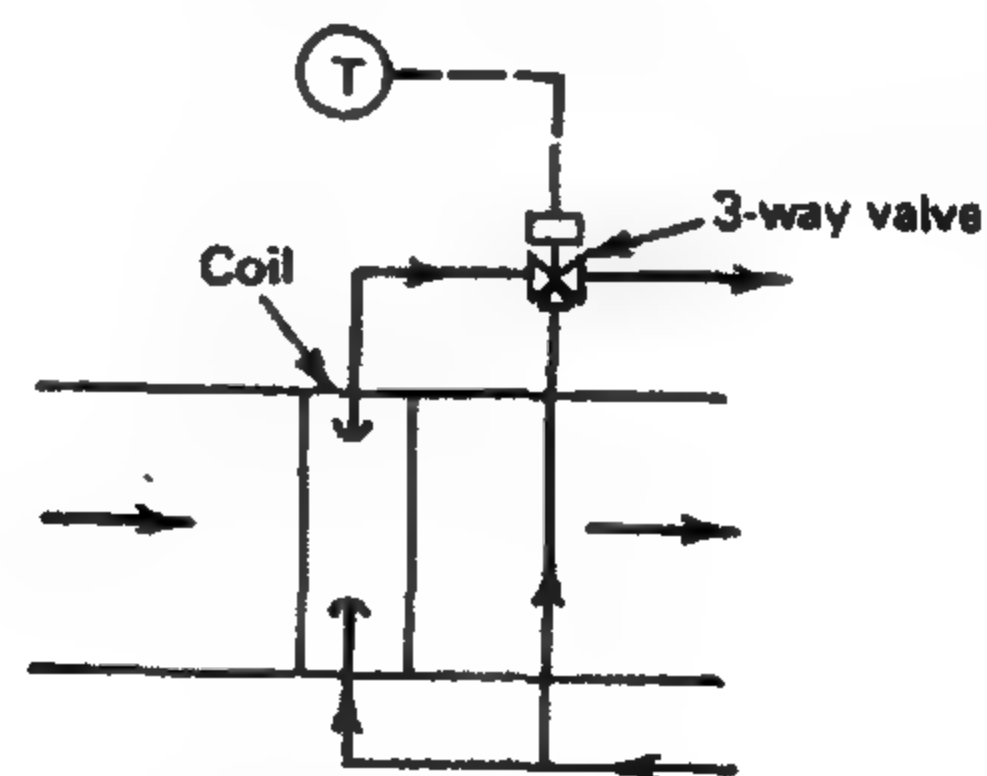
**Figure 13.20 Space control of refrigeration**



**Figure 13.21 Space control of HW boiler burner motor or gas valve.**



**Figure 13.22 Space Control of water flow rate through terminal unit coil in duct.**



تعمل الأولى على مسلك الهواء البارد والثانية على الساخن بحيث عندما تفتح الأولى تغلق الثانية وهكذا طبقا للحاجة هذا النظام. يستخدم فى أنظمة المسلك الثنائية ونظام تعدد المناطق

#### 5- تحكم خواناتق المواجهة والامرار الجانبى *Control of face and bypass dampers*

كما سبق وبيننا فى موضع سابق أن الامرار الجانبى يستخدم فى بعض الاحيان للحصول على نسبة رطوبة معينة ودرجة حرارة محددة ولذلك يستخدم مجموعتان من الخواناتق Fig13.25 بحيث تفتح الأولى عندما تغلق الثانية بتأثير ترموستات الغرفة (T) الذى يعطى إشارة إلى موتور الخانتين.

### 13.7.2 أنظمة تحكم الهواء الخارجى *13.7.2 Control form outdoor air*

التحكم عن طريق درجة حرارة الهواء الخارجى نادرا ما يستخدم ولكنه يستخدم فى بعض التطبيقات الخاصة منها.

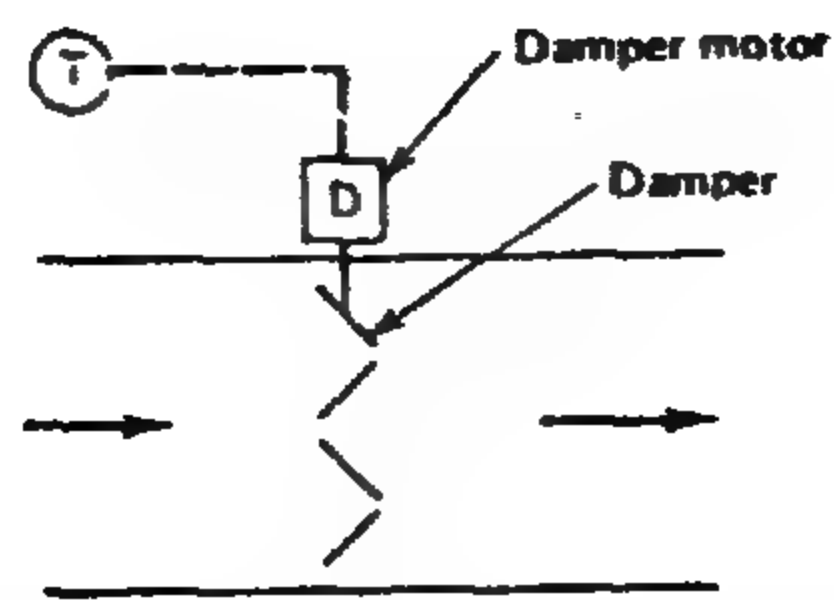
#### ١- التحكم فى نسبة الهواء الخارجى و الهواء الراجع

##### *Control of outside and return air*

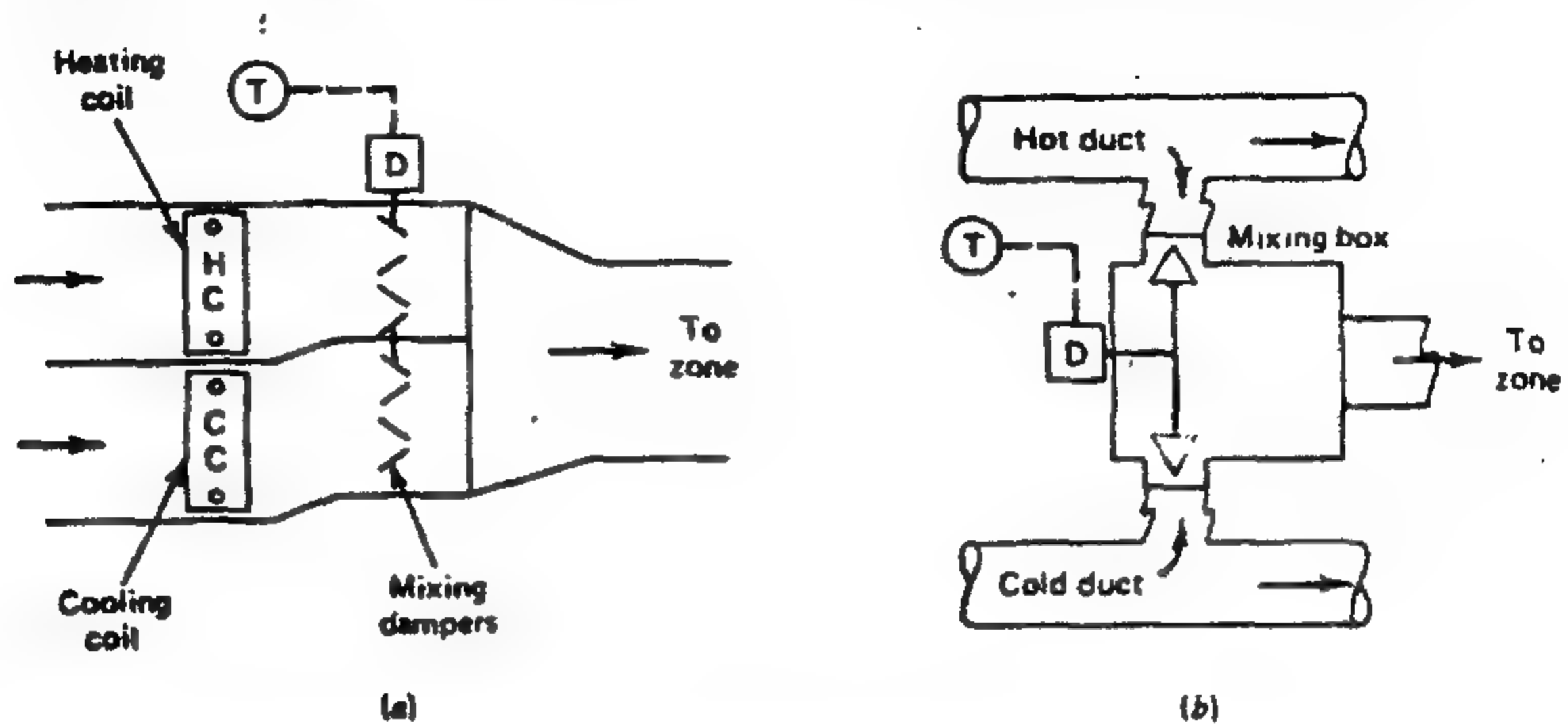
فى الأنظمة الكبيرة يستخدم هذا النظام لتغيير كمية الهواء الخارجى من أقل مستوى إلى هواء خارجى كلى. فى حالة التدفئة شتاءا خانق الهواء الخارجى فى Fig13.26. يكون فى وضع أقل فتح للهواء الخارجى (بالقدر الذى يسمح بالتهوية فقط) وفى نفس الوضع فإن خانق الهواء الراجع يكون فى وضع أكبر فتح . عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجى فإن ترموستات خلط الهواء (T1) يقوم بفتح خانق الهواء الخارجى تدريجيا لتحقيق أقل درجة حرارة لخليط الهواء. عند ارتفاع درجة الحرارة ( $10^{\circ}\text{C} : 16^{\circ}\text{C}$ ) فإن خانق الهواء الخارجى يفتح إلى نسبة 100%. فى حالة التبريد عندما تواصل درجة حرارة الهواء الخارجى فى الارتفاع ( $21^{\circ}\text{C} : 24^{\circ}\text{C}$ ) فإن ترموستات الحد الأعلى للهواء الخارجى T2 يقوم بإرجاع خانق الهواء الخارجى إلى الحد الأدنى وبذلك ينخفض الحمل الحرارى على الجهاز يسمى هذا النظام بالنظام الاقتصادى للتحكم حيث يقوم بتقليل سعة التسخين شتاءا باستخدام أقل هواء خارجى وتقليل سعة التبريد صيفا بأقل هواء خارجى أيضا.

#### 2- تحكم الأنشالبيا *Enthalpy Control* نظام التحكم السابق القائم على درجة الحرارة

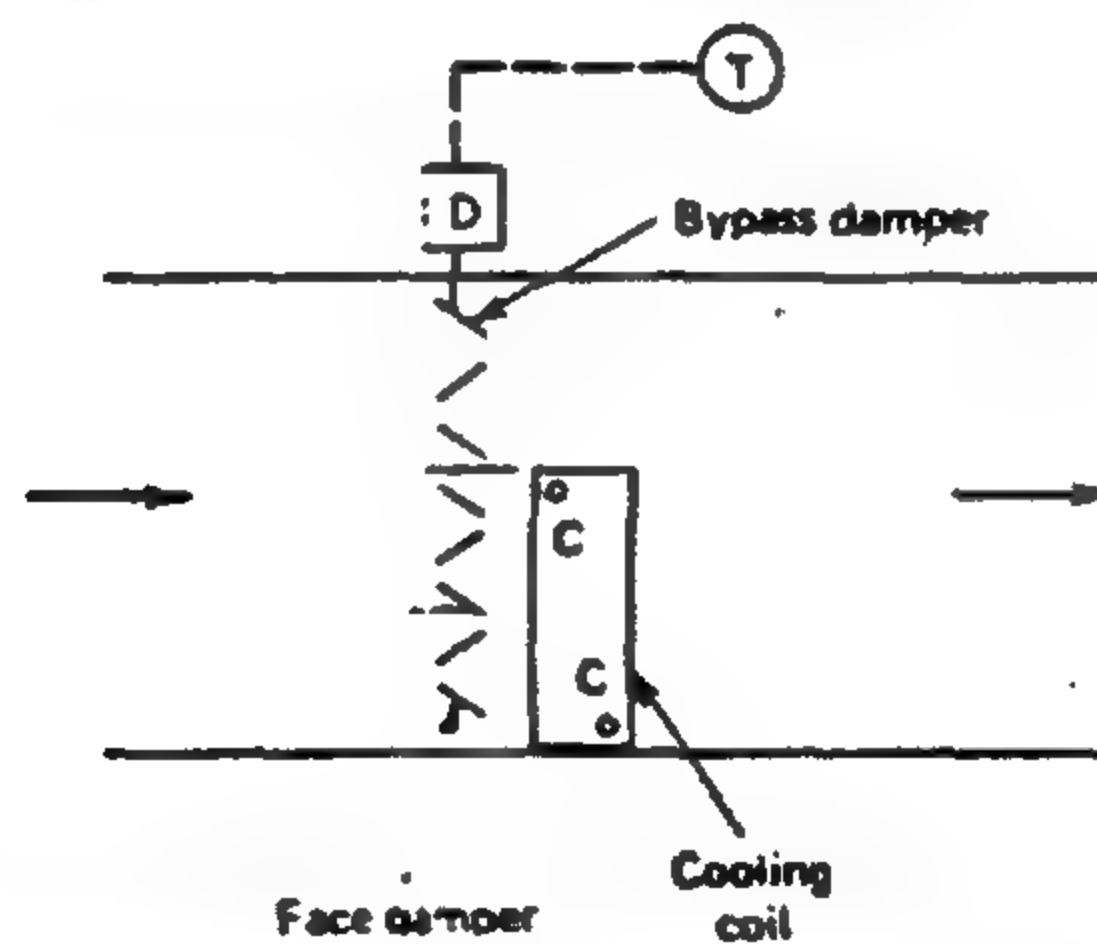
الجافة للهواء الخارجى ليس دائما أكثرهم اقتصادا للطاقة حيث أنه فى المناخ الرطب نجد أن



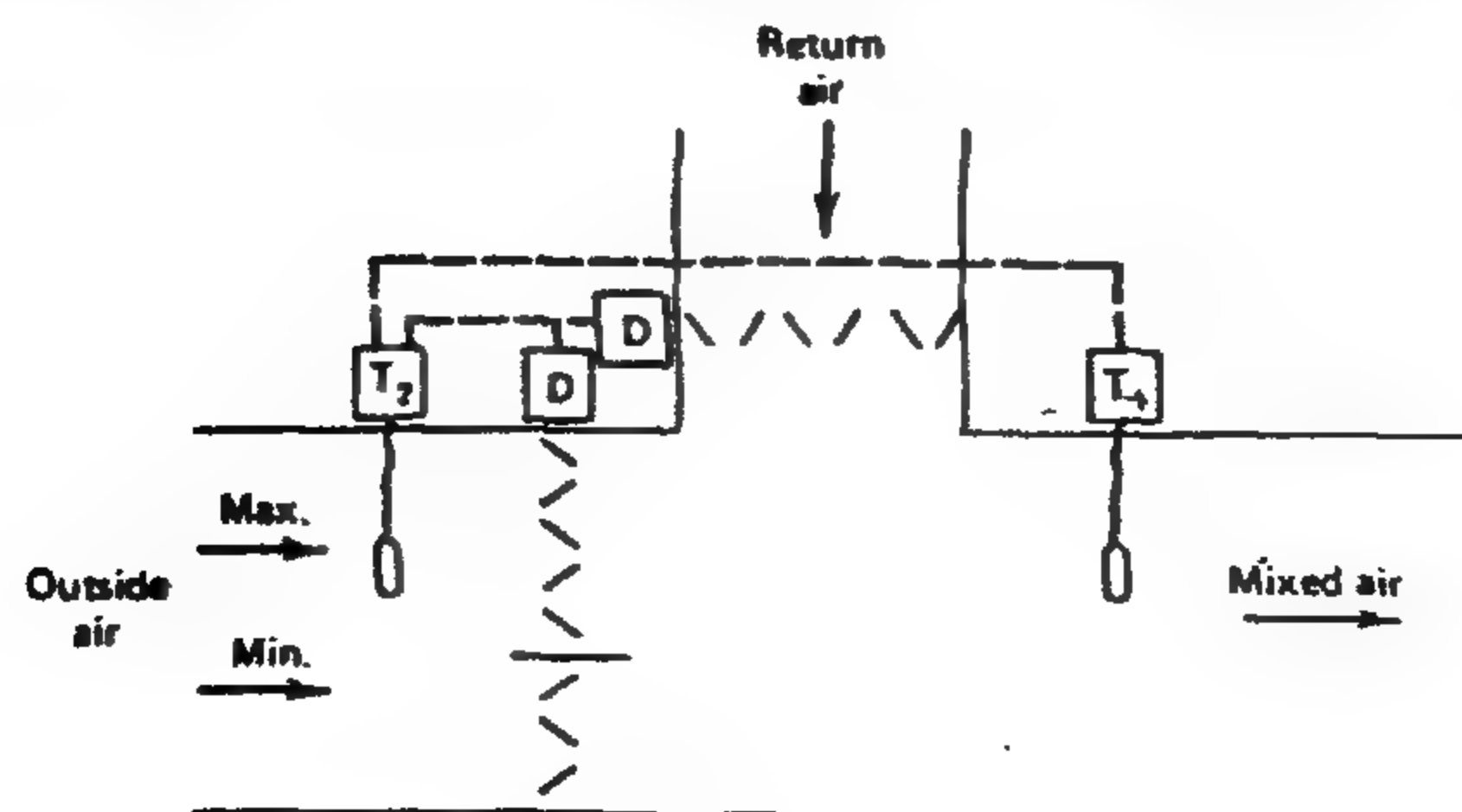
**Figure 13.23** Space control of air flow rate through a damper.



**Figure 13.24** Space control of mixing damper for (a): multizone (b) dual duct and mixing box.



**Figure 13.25** Space control of face and by-pass dampers



**Figure 13.26** Outdoor temperature control of outside and return air damper.

المحتوى الحرارى أو الانتالبيا للهواء الخارجى قد تكون أعلى من مثيلها للهواء الراجع ذو درجة حرارة جافة أعلى ورطوبة أقل . ومثال ذلك كما هو موضح Fig13.27 فإذا كانت حالة الهواء الخارجى (20C°db , 90%RH) وحالة هواء الراجع هى (25C° , 40% RH) فنجد ان انتالبيا الهواء الخارجى 54 kJ/kg وانتالبيا الهواء الراجع هى 46 kJ/kg لذلك فإن ملفات التبريد مطلوب منها أن تزيل هذه الحرارة من الهواء لتحقيق الحالة المطلوبة داخل الغرفة لذلك فى هذه الحالة يجب وضع خانق الهواء الخارجى على أقل (min) هواء خارجى كافى لعمليات التهوية Fig13.28 لقياس انتالبيا الهواء لابد من قياس درجة الحرارة الجافة بالإضافة إلى درجة الحرارة الرطبة أو الرطوبة النسبية أو نقطة الندى والآن توجد أجهزة لقياس ذلك كله فى الحال. بالرغم أنه من الناحية النظرية يعتبر التحكم عن طريق الانتالبيا مثاليا من ناحية توفير الطاقة إلا أنه يضع علامات استفهام حول الدقة العملية لحساس الرطوبة.

3- تحكم الرطوبة *Humidity control* بدون ترطيب فإن كثيرا من المباني سوف تعاني من نقص الرطوبة خاصة شتاء حيث أن نسبة الرطوبة للهواء الخارجى تكون فى حدود 10% أى أقل كثيرا من ظروف الراحة (50%) لذلك يستخدم تحكم الرطوبة أو هيميدستات Humidistat. الذى يوضع عادة فى المكان الخاضع للتكييف أو على خط الراجع كما هو مبين فى Fig13.29. فى هذه الحالة تحكم الرطوبة (H) يعطى إشارة بفتح صمام عادى القفل NC للبخر وذلك لتفادى الرطوبة الزائدة فى حالة عطل تحكم الضغط الذى يشغل تحكم الرطوبة (يستخدم البخار للترطيب نظرا لنقاوته مقارنة بالماء).

ملفات التبريد تقوم عادة بالتبريد وإزالة الرطوبة. هذه الملفات يمكن التحكم فى عملها بواسطة ترموستات الغرف (T) والهيميدستات (H) Fig 13.30. إذا انخفضت درجة الحرارة فإن ترموستات الغرفة (T) يعطى إشارة إلى ملفات التسخين للعمل.

4- نظام إعادة ضبط خلال درجة حرارة الهواء الخارجى *Outdoor temperature reset* قد يتطلب الأمر إعادة ضبط المتغيرات اعتمادا على تغيير درجة حرارة الهواء الخارجى ومثال ذلك ما هو موضح فى Fig13.31 حيث نجد حالة الترموستات (T2) ينظم درجة حرارة ماء الغلاية التى هى مضبوطة عند قيمة معينة طبقا لدرجة حرارة الهواء الخارجى . إذا ارتفعت درجة حرارة الهواء الخارجى ( فإن الحاجة للماء الساخن بالطبع تقل) فيقوم ترموستات الهواء

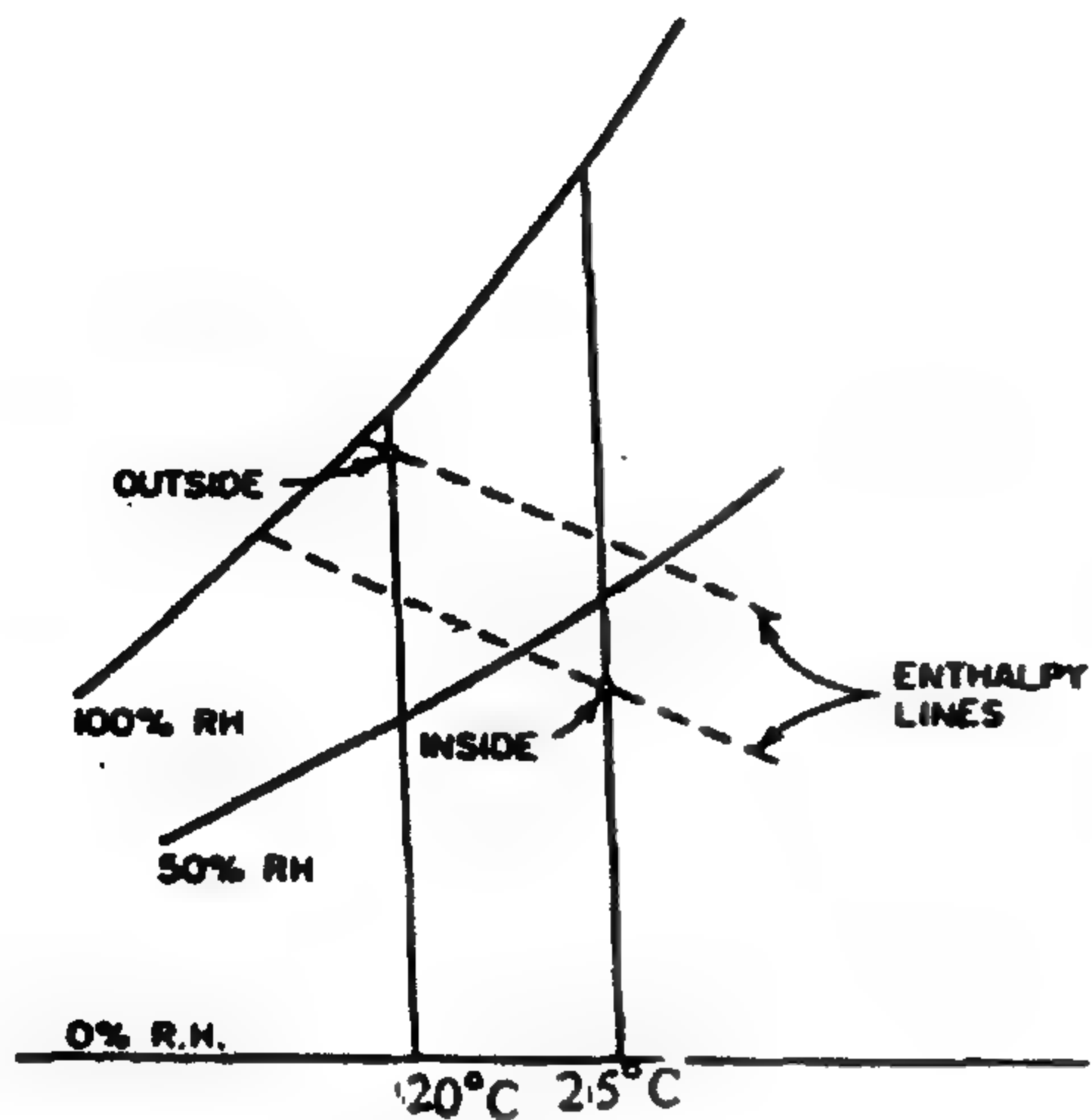


Figure 13.27 Partial psychrometric chart.

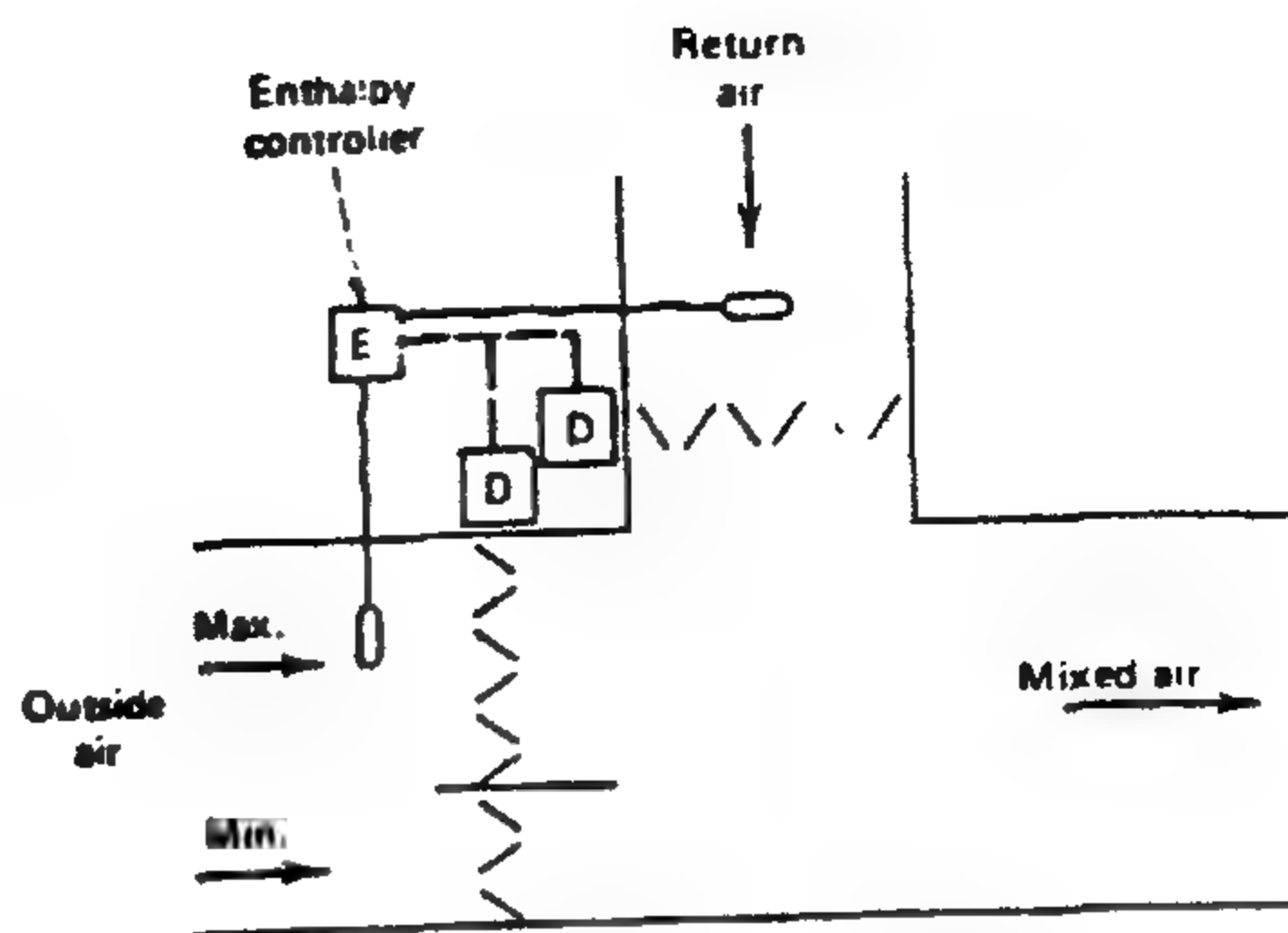


Figure 13.28 Enthalpy control of outside and return air dampers.

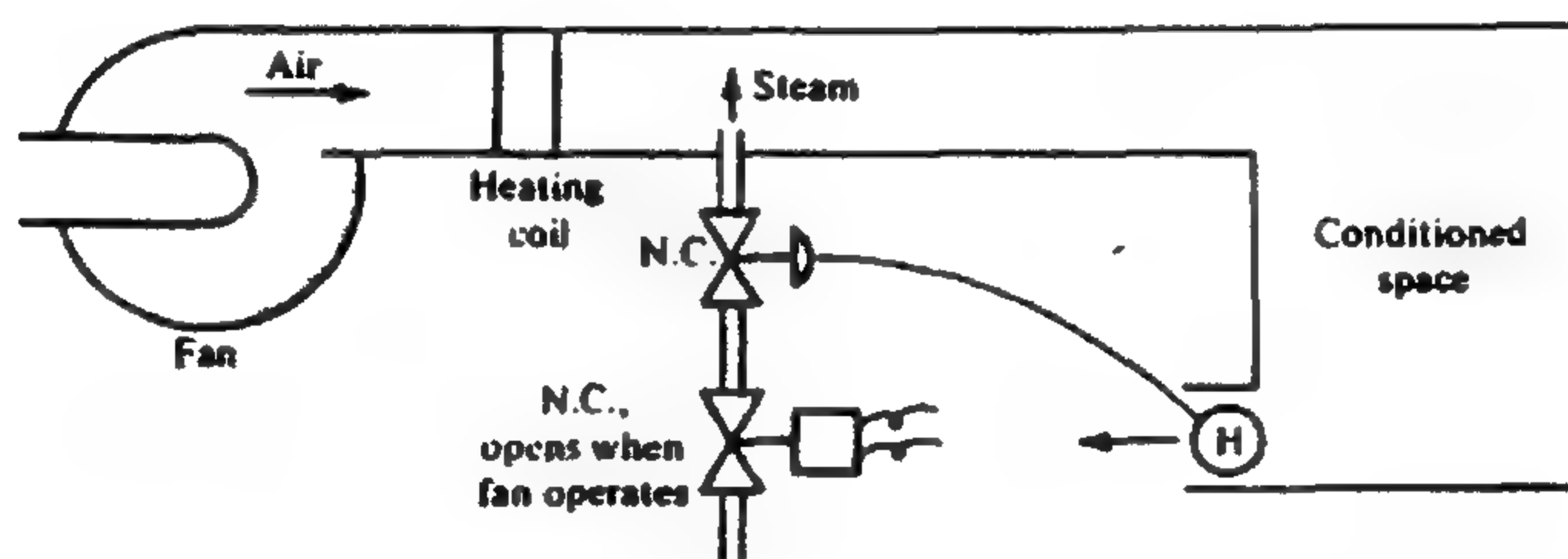


Figure 13.29 Humidistat control system.

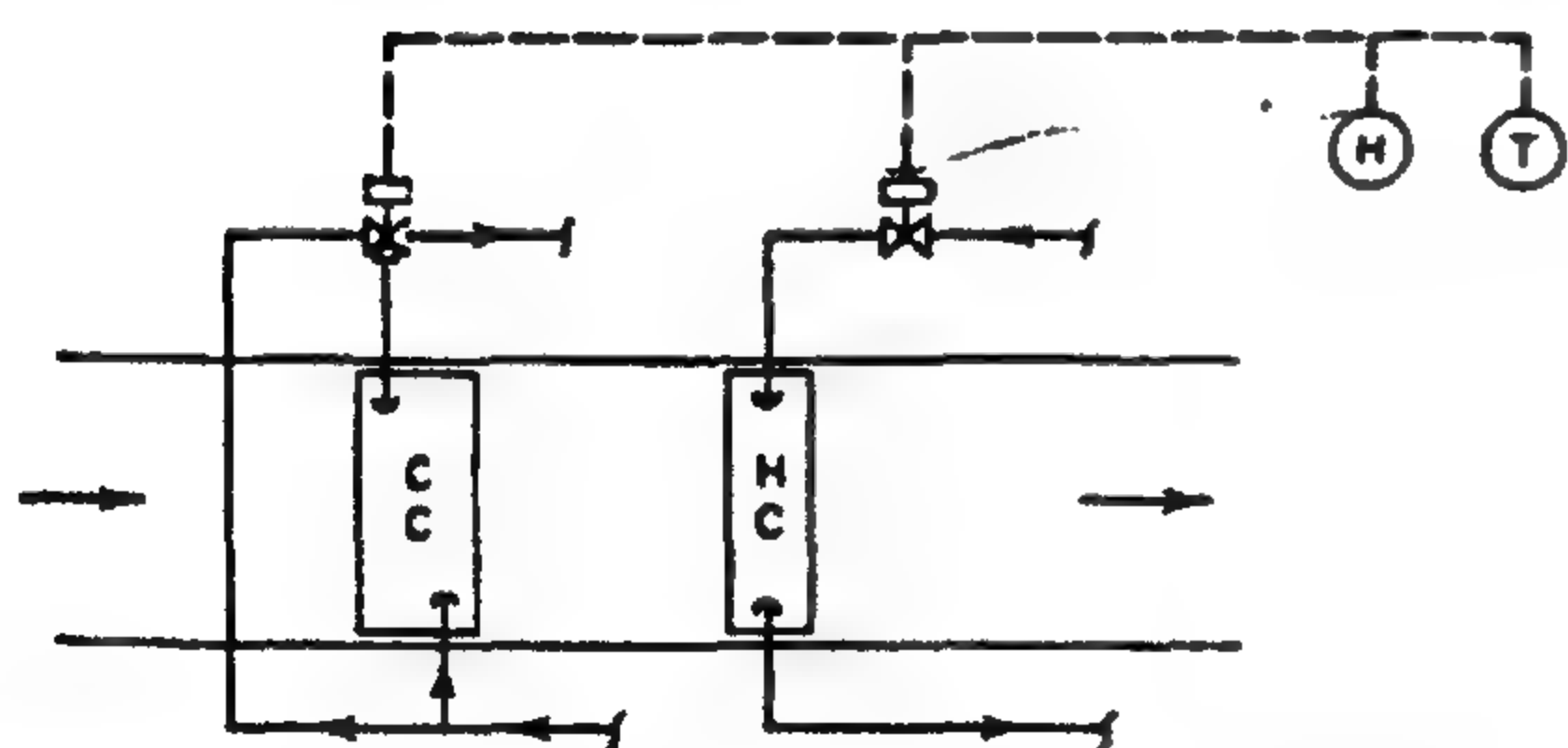


Figure 13.30 Space temperature and humidity control of cooling and heating coil.

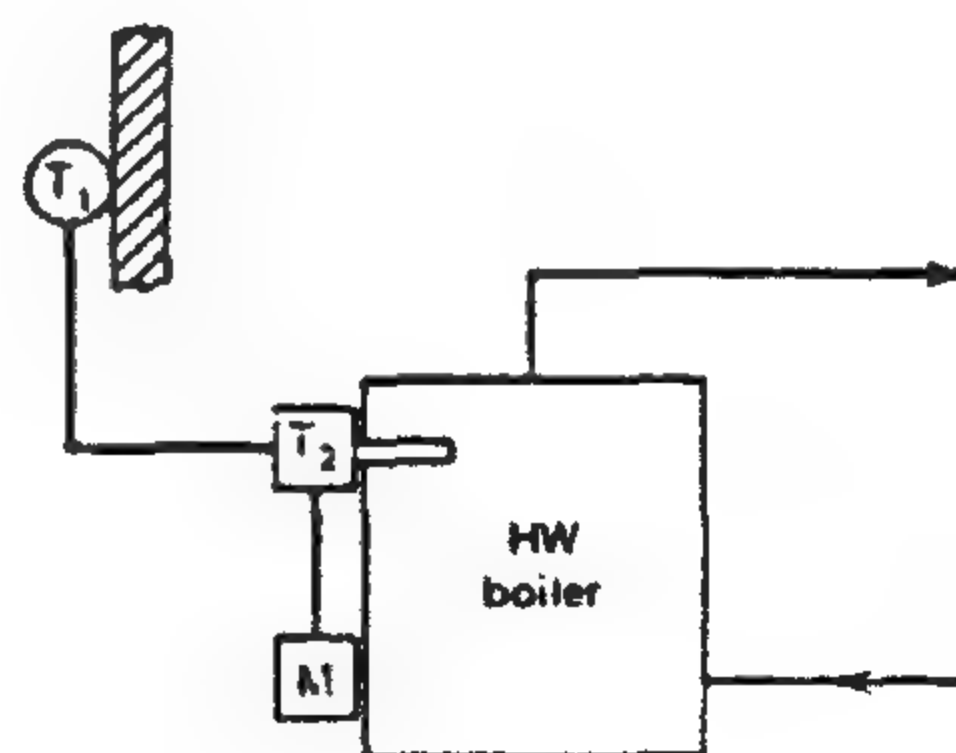


Figure 13.31 Outdoor reset of water temperature.



الخارجي (T1) بإعادة ضبط نقطة الضبط Set point الخاصة بالترموستات (T2) إلى قيمة أقل من الأولى. من ذلك نستنتج أن درجة حرارة الماء الساخن تتناسب عكسياً مع درجة حرارة الهواء الخارجي.

ترموستات الهواء الخارجي (T) في هذه الحالة يسمى ترموستات رئيسي Master thermostat وترموستات ماء الغلاية (T2) يسمى ترموستات فرعي Submaster thermostat.

5- التحكم في مسلك التدفئة *Control of heating duct* بنفس الطريقة السابقة نجد أن مسلك التدفئة Fig13.32 يعمل بنفس الطريقة السابقة حيث ترموستات المسلك (T2) يعمل على ضبط درجة حرارة هواء التغذية للغرفة خلال الصمام الآلي . إذا ارتفعت درجة حرارة الهواء الخارجي فإن ترموستات الهواء الخارجي (T1) يقوم بإعادة ضبط ترموستات المسلك (T2) على قيمة أقل ليتدفق الماء الساخن خلال الملفات.

T1 يعتبر ترموستات رئيسي Master thermostat .

T2 يعتبر ترموستات فرعي Submaster thermostat

### 13.7.3 التحكم من خلال مائع التدفئة أو التبريد

#### 13.7.3 Control from heating or cooling medium.

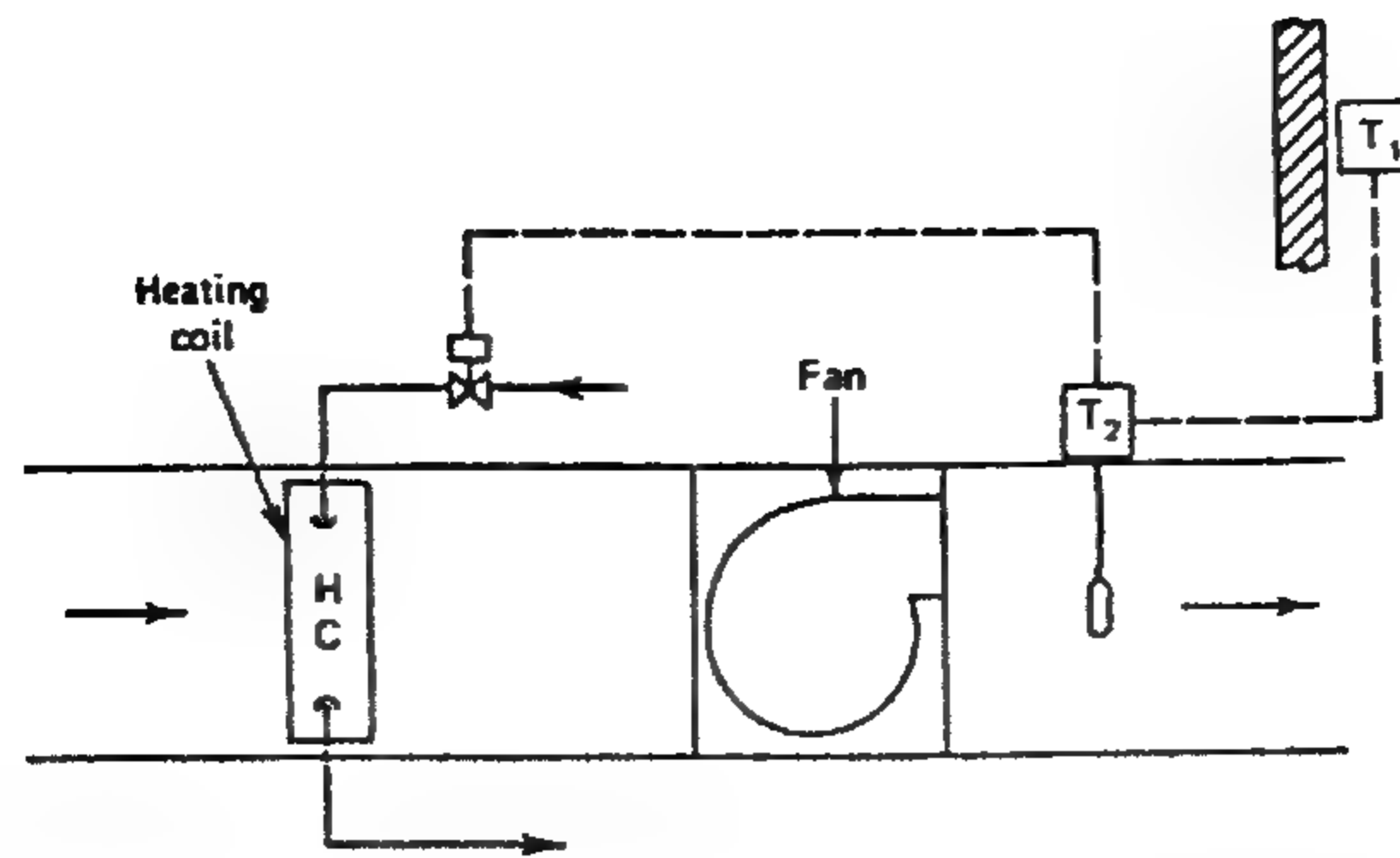
من المفيد أن يتم التحكم من خلال متغيرات خاصة بمائع التدفئة أو التبريد - كمثال لذلك ما سبق شرحه من وضع ترموستات في مهيض سريان الهواء خلال مسلك ومثال آخر مبين في Fig13.33. في هذا المثال نجد أن ضاغط مبرد المياه Water - chiller يمكن التحكم في سعته التبريدية باستخدام ترموستات مغمور في خط المياه المتلجة بغرض الحفاظ على درجة حرارة الماء المتلج ثابتة. التحكم عن طريق المائع المستخدم مفيد للأسباب الآتية :

1- الحفاظ على درجة حرارة الماء المتلج ( أو مائع التبريد ) عند قيمة ثابتة من أجل ضمان إزالة الرطوبة بصورة جيدة .

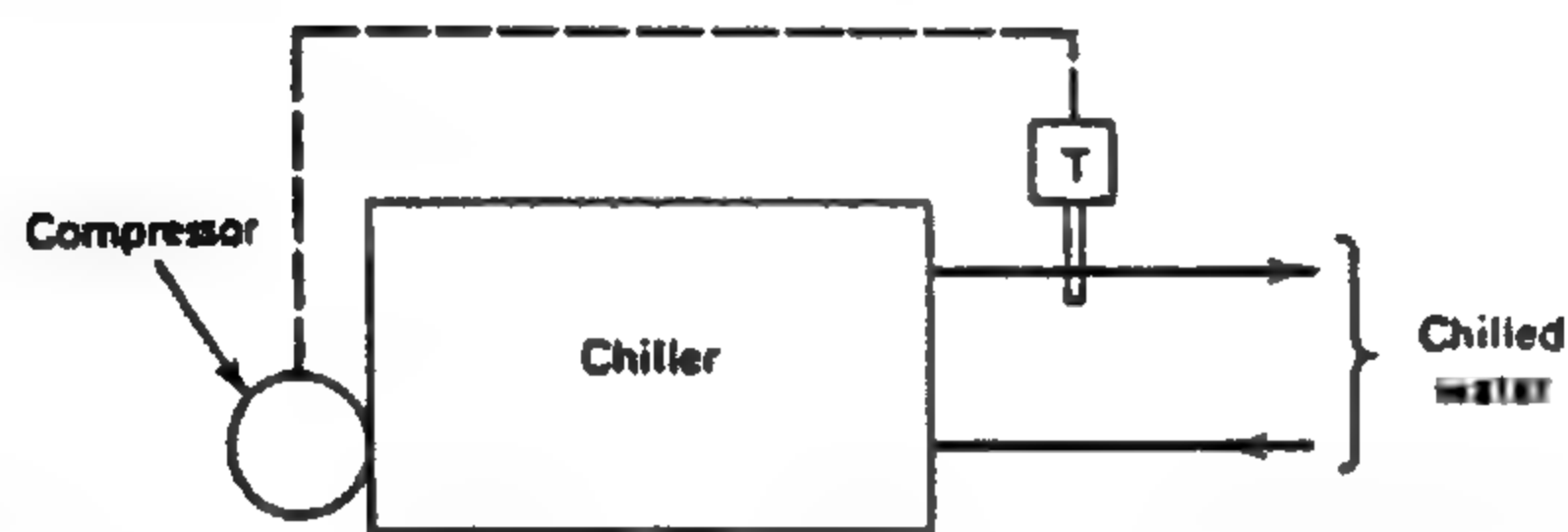
2- الاستجابة السريعة التي يمكن الحصول عليها بهذه الطريقة .

### 13.8 أنظمة التحكم الكاملة 13.8 Complete Control Systems

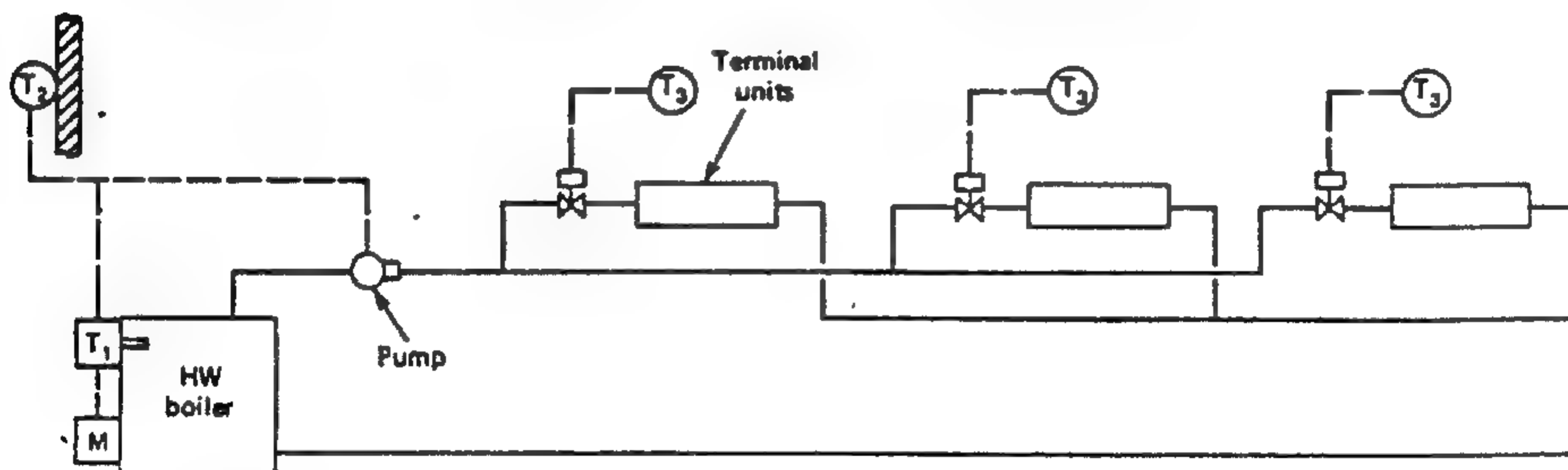
فيما سبق بينا كيف تعمل أنظمة التحكم البسيطة التي تعمل بتحكم ترموستات لتشغيل ضاغط أو خزانق ليفتح أو يقلل صمام من أجل تثبيت درجة حرارة اعتماداً على درجة حرارة الهواء الداخلي



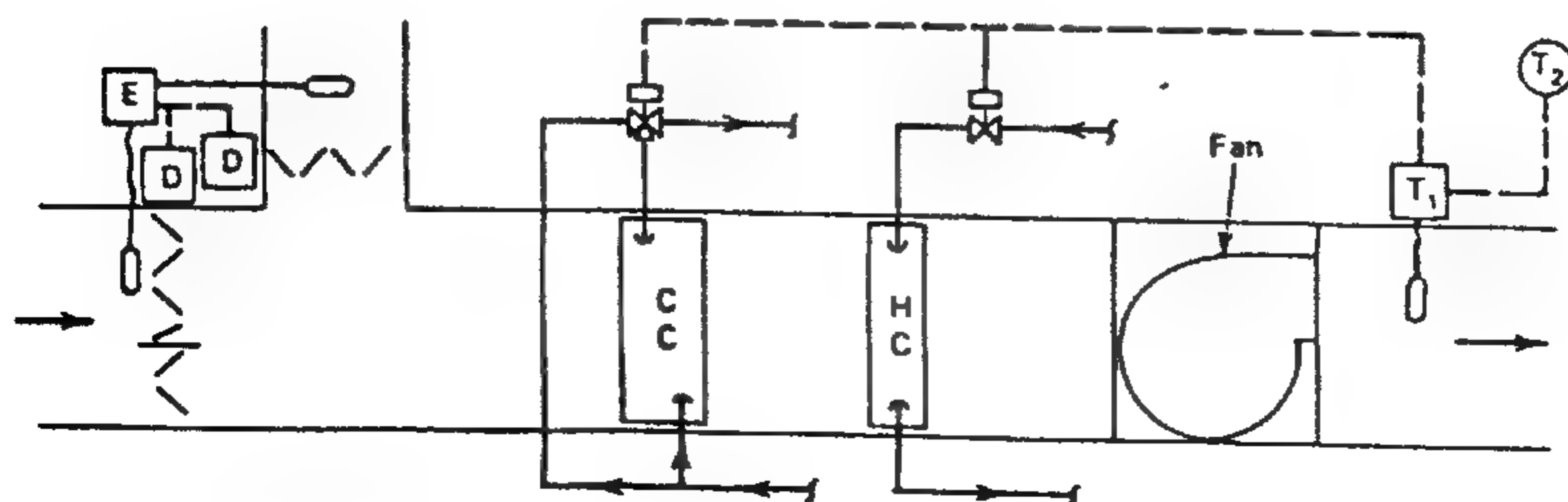
*Figure 13.32 outdoor reset of supply air stream.*



*Figure 13.33 Control of chilled water temperature.*



*Figure 13.34 Hot-water heating control system.*



*Figure 13.35 A year-round A/C control system.*

أو الخارجى. غالبا ما يستخدم مجموعة من الأنظمة السابق شرحها فى بناء نظام تحكم ينظم عمل نظام تكييف كامل. هناك المئات من البدائل المختلفة لأنظمة التحكم فى تكييف الهواء وسنكتفى بشرح الآتى كامثلة لها.

### 13.8.1 نظام تحكم نسختين ماء مع تحكم المناطق

#### 13.8.1 Hot water control system with individually controlled zones.

هذا النظام مبين فى Fig13.34 وهو يعمل كالاتى :

- 1- الترموستات المغمور (T1) فى مياه الغلاية يعمل على ضبط درجة حرارة ماء التغذية وذلك من خلال التأثير على الموتور (M) لضخ الغاز داخل الغلاية.
- 2- ترموستات الهواء الخارجى (T2) يقوم بإعادة ضبط الترموستات (T1) إذا تغيرت درجة حرارة الهواء الخارجى الترموستات (T2) يعمل فى هذه الحالة كترموستات رئيسى Master thermostat ويعمل الترموستات (T2) كترموستات فرعى Submaster thermostat.

- 3- ترموستات الغرفة (T3) يقوم بالتحكم فى الوحدات الطرفية وذلك من خلال الصمام المركب عليها لفتح أو قفل أو تنظيم معدل تدفق الماء الساخن إليها.
  - 4- يقوم ترموستات الهواء الخارجى (T2) بإبطال عمل طلمبة مياه التغذية عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجى وبالتالي انخفاض حمل التسخين.
- هذا النظام يوفر تحكم جيد فى درجات ويعمل على توفير الطاقة عندما تقل الحاجة إليها.

### 13.8.2 نظام تحكم لمنطقة طول العام

#### 13.8.2A year- round air- conditioning control system for single zone.

وهذا النظام مبين فى Fig13.35 وهو يعمل كالاتى :

- 1- محكم الانتالبيا (E) أو الترموستات (غير مبين على الرسم) يقوم بضبط خوانق الهواء المرجع على أكبر هواء خارجى (max) بحيث يحقق أكبر تبريد خلال فصل الصيف. خلال فصل الشتاء يكون خانق أقل هواء خارجى مفتوحا بحيث يحقق غرض التهوية المطلوبة.
- 2- الترموستات (T1) الموضوع فى المسار الهابط يضبط عمل ملفات التبريد (صيفا) وملفات التسخين شتاء وذلك بالتأثير على الصمامات الموضوعه على كل منهما.

3- ترموستات الغرفة ( T2 ) يعمل كترموستات رئيسى Master الذى يقوم بإعادة ضبط الترموستات ( T1 ) الذى يعمل كترموستات فرعى Submaster وذلك عند تغيير درجة حرارة الغرفة.

ومن الملاحظ أن استخدام ترموستات الغرفة ( T2 ) لإعادة ضبط ترموستات الهواء الهابط فى المسالك ( T1 ) يعطى استجابة سريعة للوصول بدرجة حرارة الغرفة للدرجة المطلوبة . كما أن استخدام تحكم الانثالبيا يعمل على حفظ الطاقة كما سبق وبيننا .

### 13.8.3 نظام تحكم نظام تكييف متعدد المناطق

#### 13.8.3 Control of air-conditioning multi-zone system.

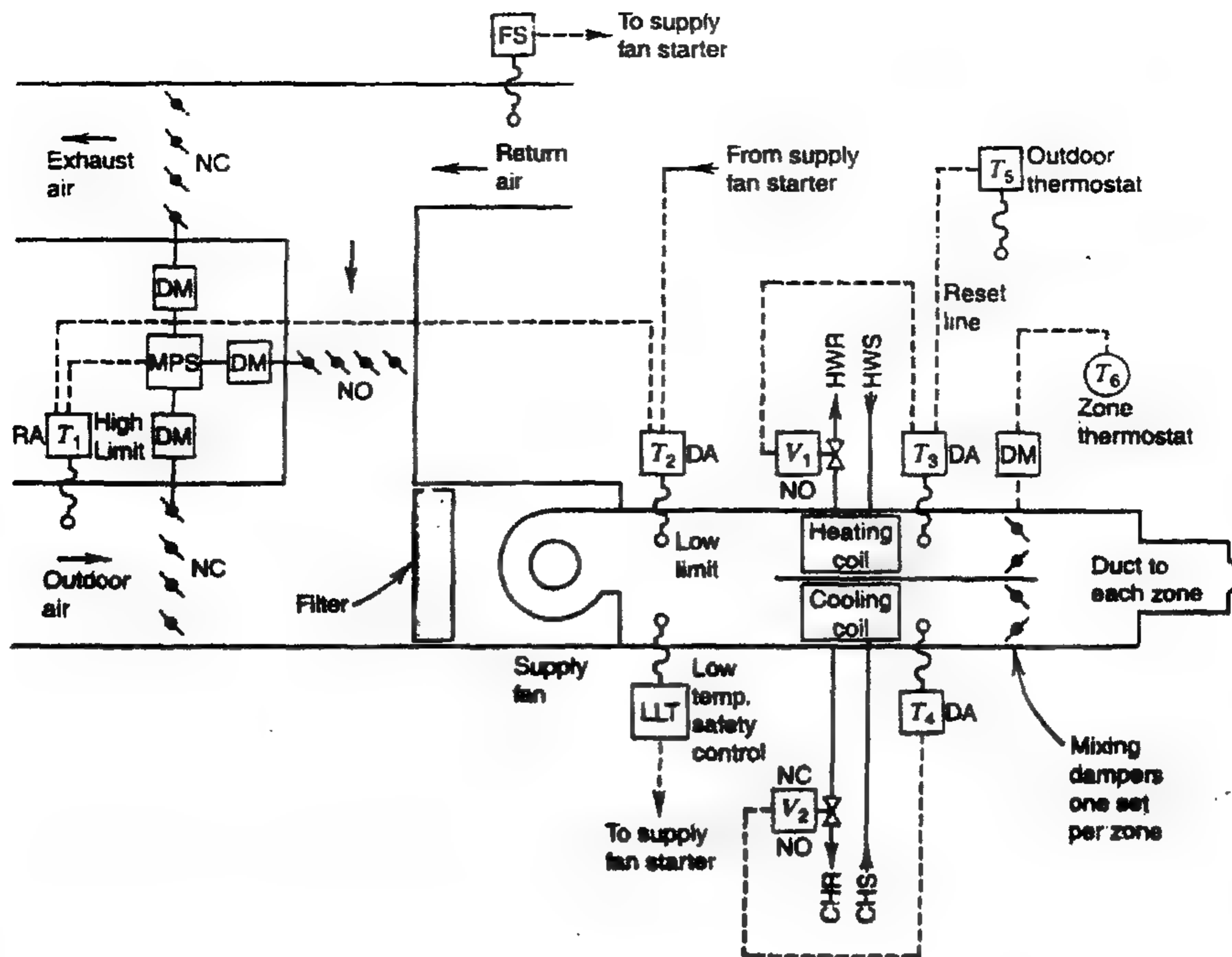
كما سبق وبيننا ان نظام التكييف متعدد المناطق يخدم مناطق متعددة لكل منها حالتها الخاصة فى درجة الحرارة ونسبة والرطوبة . لكل منطقة ينظم حالتها ترموستات واحد . أحد الأنظمة النمطية لأنظمة تعدد المناطق مبين فى Fig13.36 . فى هذا النظام للهواء المخلوط نجد أن النهاية العليا والصغرى يمكن ضبطها على أساس أنه ليست هناك حاجة للتبريد فى الطقس الشتوى والتسخين فى فصل الصيف ويقوم التحكم على الأسس الآتية :

1- نسب الخلط للهواء البارد والساخن يتحكم فيها ترموستات المنطقة ( T6 ) [ عددها يحددها عدد المناطق 2 , 3 , 4 ..... حتى 12 ]

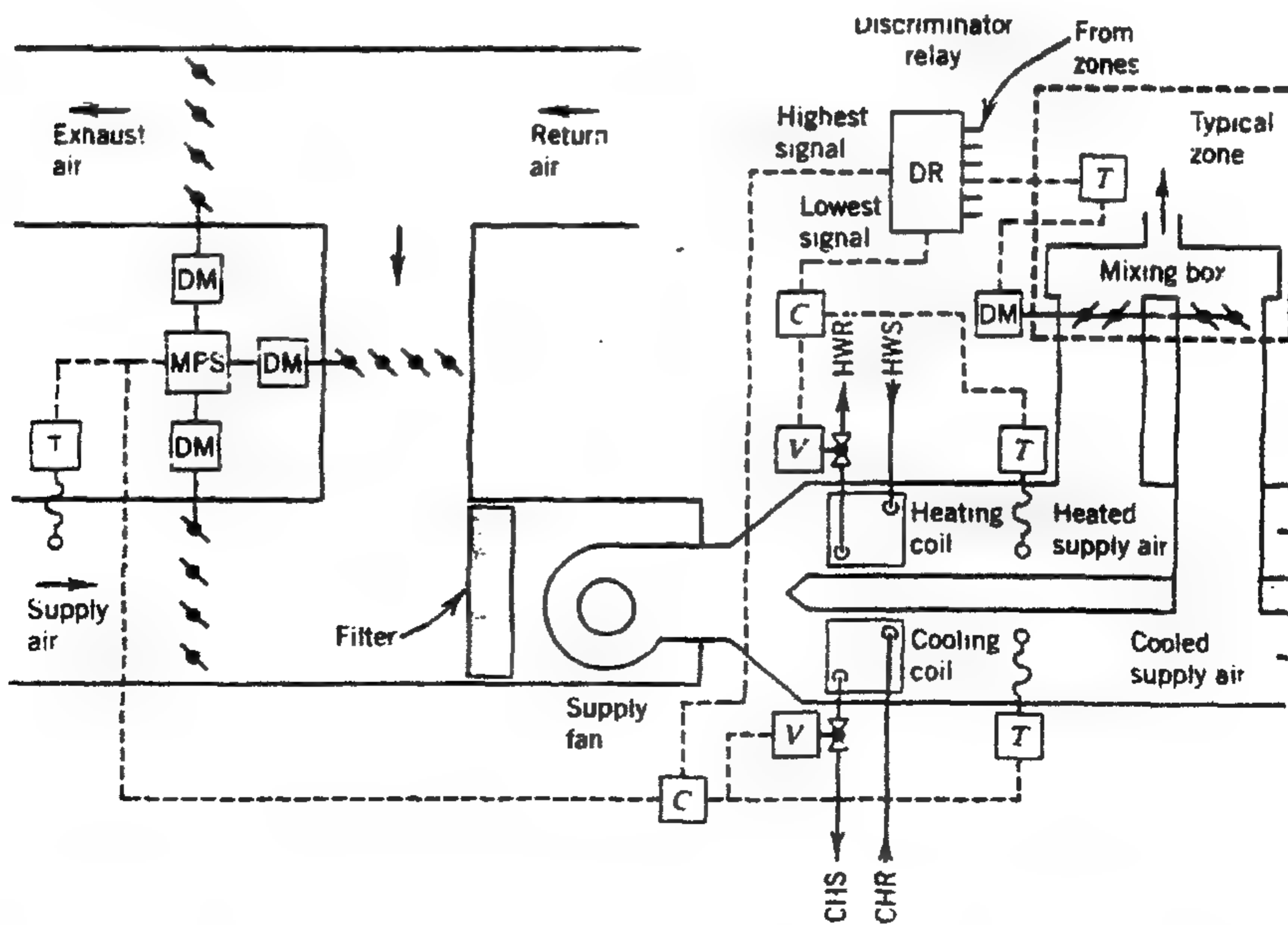
2- يقوم الترموستات ( T3 ) بالتحكم فى تغذية ملفات التسخين وذلك بالتأثير على صمام التغذية ( V1 ) .

3- ترموستات الهواء الخارجى ( T5 ) يقوم بإعادة ضبط الترموستات ( T3 ) إلى قيمة أعلى إذا ارتفعت درجة حرارة الهواء الخارجى ( حيث تقل الحاجة للتدفئة ) وقيمة أقل إذا انخفضت درجة حرارة الهواء الخارجى ( حيث تزداد الحاجة للماء الساخن للتدفئة ) . فى هذه الحالة الترموستات ( T3 ) يعمل كترموستات فرعى Submaster والترموستات ( T5 ) يعمل كترموستات رئيسى Master .

4- الترموستات ( T4 ) يقوم بالتحكم فى تغذية ملفات التبريد عن طريق التأثير فى صمام تغذية الماء المثلج ( V2 ) وليس لترموستات الهواء الخارجى ( T5 ) تأثير عليه .



**Figure 13.36** Control system for multi-zone A/C system.



**Figure 13.37** Control system for dual-duct A/C system.



- 5- الترموستات ( T1 ) يقوم بتحديد نسب خلط الهواء الراجع مع الهواء الخارجى بحيث يكون خانق الهواء الراجع عادى الفتح NO ويكون خانق الهواء الخارجى عادى القفل NC فى فصل الشتاء أو يسمح بأقل كمية هواء خارجى ضرورية لعملية التهوية .
- 6- الترموستات ( T2 ) يحس بدرجة حرارة هواء التغذية والذى يقوم بإعادة ضبط الترموستات الفرعى له ( T1 ) Submaster بحيث يغير من نسب خلط الهواء الراجع والهواء الخارجى

#### 13.8.4 تحكم نظام تكييف ثنائى المسالك

#### 13.8.4 Control of HVAC dual – duct system

هذا النظام Fig13.37 يعمل كالتالى :

- 1- ريلاي التمييز (الاختيار) (DR) Discriminator Relay يربط منطقة أو عدة مناطق كل منها بترموستات (T) خاص بها. هذا الترموستات يقوم بتشغيل موتورات فتح أو غلق خوانق مسلك البارد أو الهواء الساخن فى صندوق الخلط Mixing Box .
- 2- ترموستات ملفات التسخين (T) يحس بدرجة حرارة هواء التغذية الساخن ويؤثر على صمام تغذية الماء الساخن (V) لتغيير مقدار التدفق طبقا للحاجة.
- 3- بالمثل ترموستات ملفات التبريد (T) يقوم بالتأثير على صمام الماء المثلج (V) طبقا للحاجة.
- 4- يقوم ترموستات هواء التغذية بتشغيل موتورات خوانق الهواء الراجع والهواء الخارجى بالنسب المطلوبة .

#### 13.9 التحكم الرقمى المباشر 13.9 Direct Digital Control

يستخدم الآن على نطاق واسع نظام التحكم الرقمى المباشر وهو يتم باستخدام الحاسبات الآلية Computers or Microprocessors مع المتحكمات Controllers. وسائل الأحساس Sensors مع أجل تحقيق نظام تحكم مغلق وذلك بالتحكم فى التدفئة والتبريد من أجل تثبيت درجة حرارة و نسبة الرطوبة معينة داخل المكان . هذا النظام يحقق سرعة أكبر فى الاستجابة للإشارات الواردة من وسائل الأحساس Sensor ويسمح بالتحكم فى أعداد كبيرة من الفراغات الخاضعة للتكييف هنا لا يتسع المجال لشرح طريقة عمل هذا النظام إذا يدخل فى نطاق تخصص التحكم الرقمى.

## منظفات الهواء – المرشحات

### AIR CLEANERS - FILTERS

#### General

#### مقدمة

الهواء الجوي هو خليط من غازات مختلفة في الظروف الطبيعية يتكون من أكسجين (21%) ، نيتروجين ( 78 % ) ، أرجون ( 1 % ) ، ثاني أكسيد الكربون (0.03 %). وهناك أيضا بعض الغازات بنسب أصغر مثل الهيدروجين، النيون، هيليوم، الأوزون ، بخار الماء. الإنسان يحتاج إلى حوالي 30 L/h من الأكسجين ، هذا يعني 150 L/h من الهواء . لكن نسبة ثاني أكسيد الكربون الذي يسببه الإنسان سواء بنفسه أو نتيجة بعض الأنشطة الإنسانية أو الصناعية ترفع هذا الاحتياج إلى 5 m<sup>3</sup>/h .

#### 14.1 Air - Contaminants

#### 14.1 ملوثات الهواء

الهواء الخارجي وحتى الداخلي يحتوي على العديد من الملوثات وهي عبارة عن خليط معقد من الأبخرة والغازات والأتربة وجسيمات في شكل خيوط وألياف وغيرها وتعريف بعضها كما يلي :

1- الدخان Fumes هي بعض أكاسيد المعادن تنشأ من تكثف أبخرتها نتيجة العمليات الكيميائية والصناعية .

2- الدخان Smoke عبارة عن جسيمات معلقة تنشأ نتيجة عملية الاحتراق Combustion. هذه الجسيمات عادة كربون وقد تحتوي على جسيمات أخرى .

3- الرذاذ Mist . عبارة عن تشتت جسيمات السوائل نتيجة ارتطامها بالأسطح .

4- الضباب Fogs . عبارة عن الرذاذ Mist الناتج عن العمليات والظواهر الصناعية والمترولوجية .

5- الأتربة **Dusts** . عبارة عن جسيمات صلبة تنشأ أما نتيجة الرياح أو بسبب العمليات التي يقوم بها الانسان مثل التجريف والطحن وتكسير الصخور أو التآكل .

6- الأبخرة والغازات **Vapor & Gases** . الأبخرة والغازات المتواجدة في الهواء . يمكن التخلص من الأبخرة بالتبريد في درجة حرارة أقل من نقطة الندى بينما لا يمكن ذلك مع الغازات .

7- الجسيمات العضوية **Organic particles** . أشهر الجسيمات العضوية هي البكتريا **Bacteria** حبوب اللقاح **Pollen** والفطريات **Fungi** والفيروسات **Viruses** .

8- الأيروسولات **Aerosols** عبارة عن رذاذ غير متماسك لقطرات من السوائل أو مواد صلبة بواسطة غاز .

وفيما يلي نعطي تصور عن حجم الملوثات المتواجدة في الهواء مقدرة بالميكرون  $\mu m$

$$\text{حيث: } 1 \mu m = 10^{-3} \text{ mm} = 10^{-6} \text{ m}$$

Human hair	40-300 $\mu m$	شعر الإنسان
Oil Smoke	0.03- 1.0 $\mu m$	دخان الزيت
Fertilizer	10-1000 $\mu m$	الأسمدة
Tobacco smoke	0.01-1 $\mu m$	دخان السجائر
Coal dust	1-100 $\mu m$	أتربة الفحم
Beach sand	100-2000 $\mu m$	الرمل
Plant spores	10-30 $\mu m$	خلية نباتية
Pollen	10- 1000 $\mu$	حبوب اللقاح
Typical atmospheric duct	0.001 to 30 $\mu m$	الأتربة
Bacteria	0.2 –5 $\mu m$	البكتريا
Fungi	1-20 $\mu m$	الفطريات
Viruses	1 $\mu m$	الفيروسات

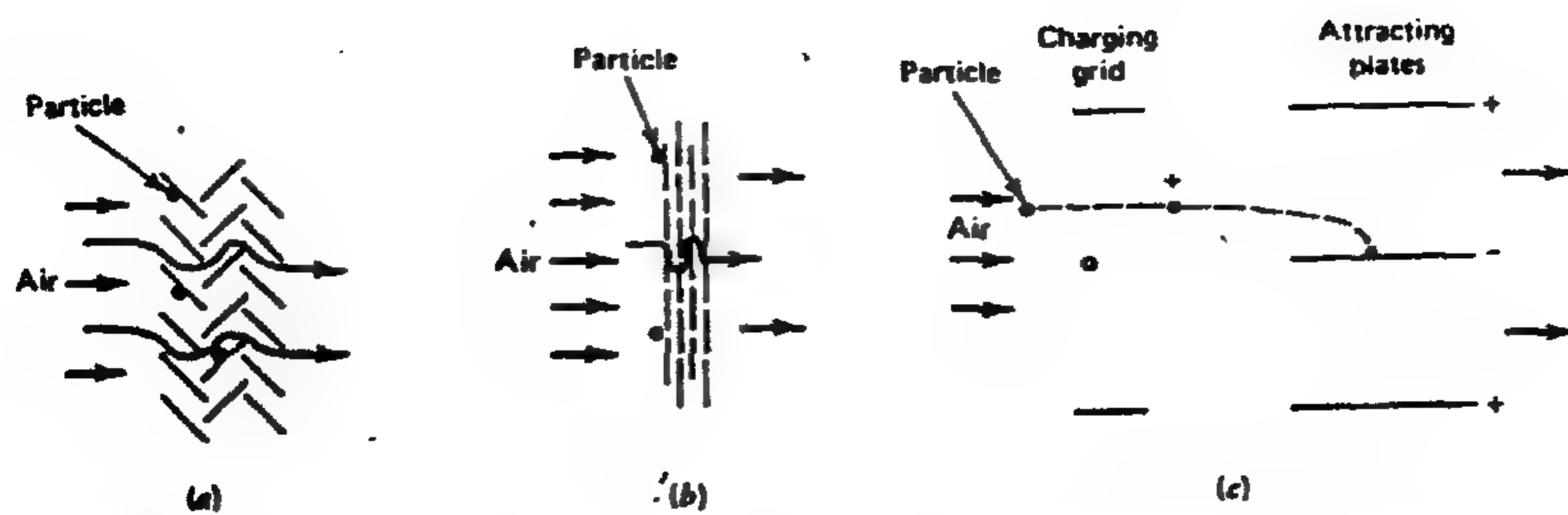
باستعراض الملوثات المختلفة فإن الهواء النقي يعمل على :

- 1- حماية صحة الإنسان وتوفير الراحة له حيث أن وجود الأتربة قد يؤدي إلى إصابة الإنسان ببعض الأمراض الصدرية مثل الربو والسل والحساسية .
- 2- المحافظة على نظافة المكان والأثاث بصورة مناسبة .
- 3- المحافظة على المعدات حيث أن بعض المعدات لا تعمل بصورة جيدة في ظروف هواء غير نقي مثال لذلك أجهزة الحاسب الآلي كما أن الهواء الغير نقي قد يؤدي إلى نقص العمر الافتراضي للمعدات .
- 4- المحافظة على معدات أجهزة التكييف . حيث أن ترسب الأتربة على أسطح ملفات التبريد والتسخين يؤدي إلى زيادة المقاومة الحرارية لهذه الملفات بالتالي التأثير سلبا على كفاءة انتقال الحرارة هذا من ناحية . ومن ناحية أخرى يزيد من فقد الضغط خلال سريان الهواء وبالتالي اختلال اتزان خصائص المروحة - ونظام المسلك .

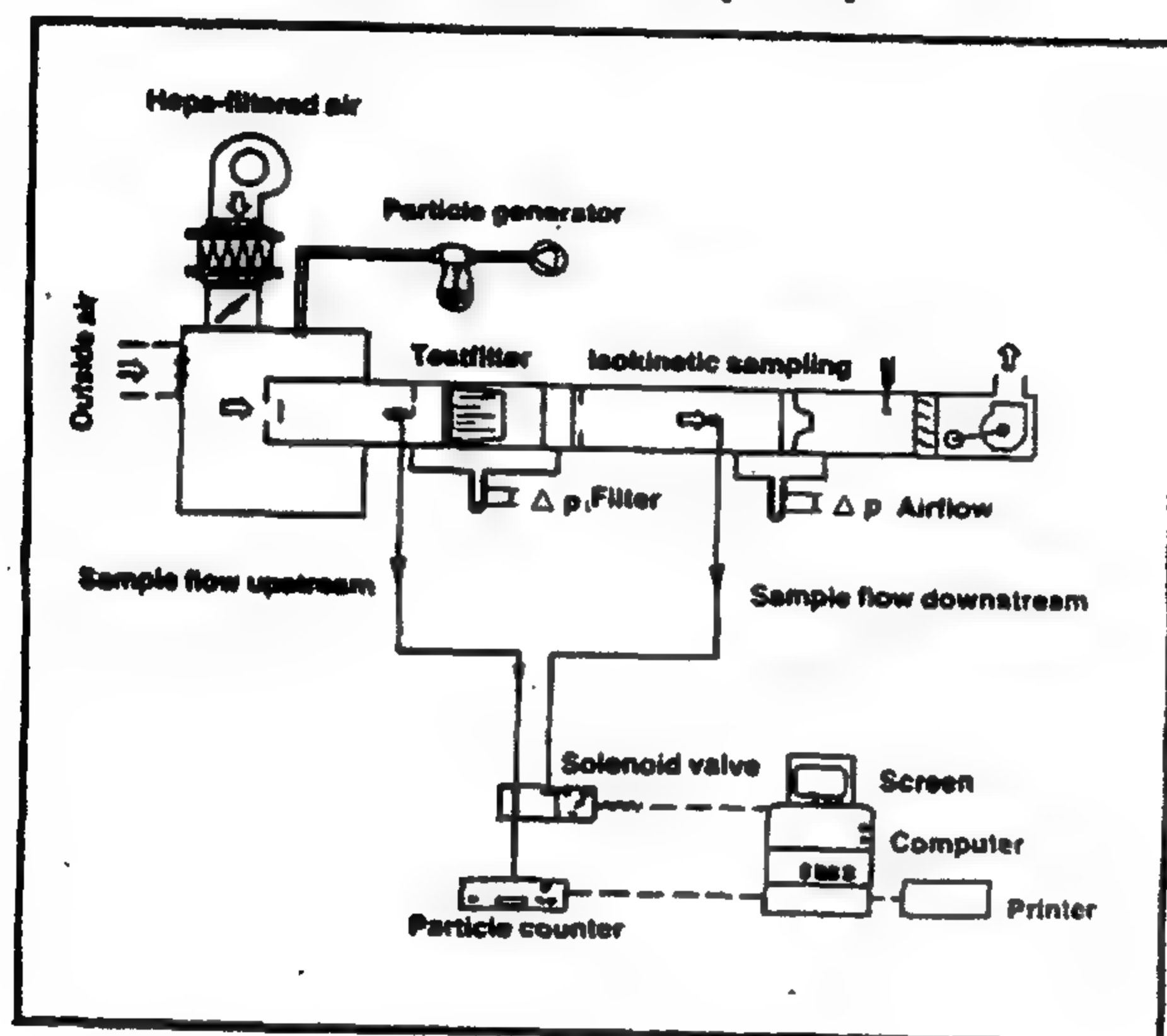
## 14.2 طرق تنقية الهواء 14.2 Air- Cleaning Methods

يتم تنقية الهواء بواسطة معدات تسمى المرشحات (فلاتر Filters). تقوم الفلاتر بتجميع الملوثات بواسطة إحدى الطرق الآتية :-

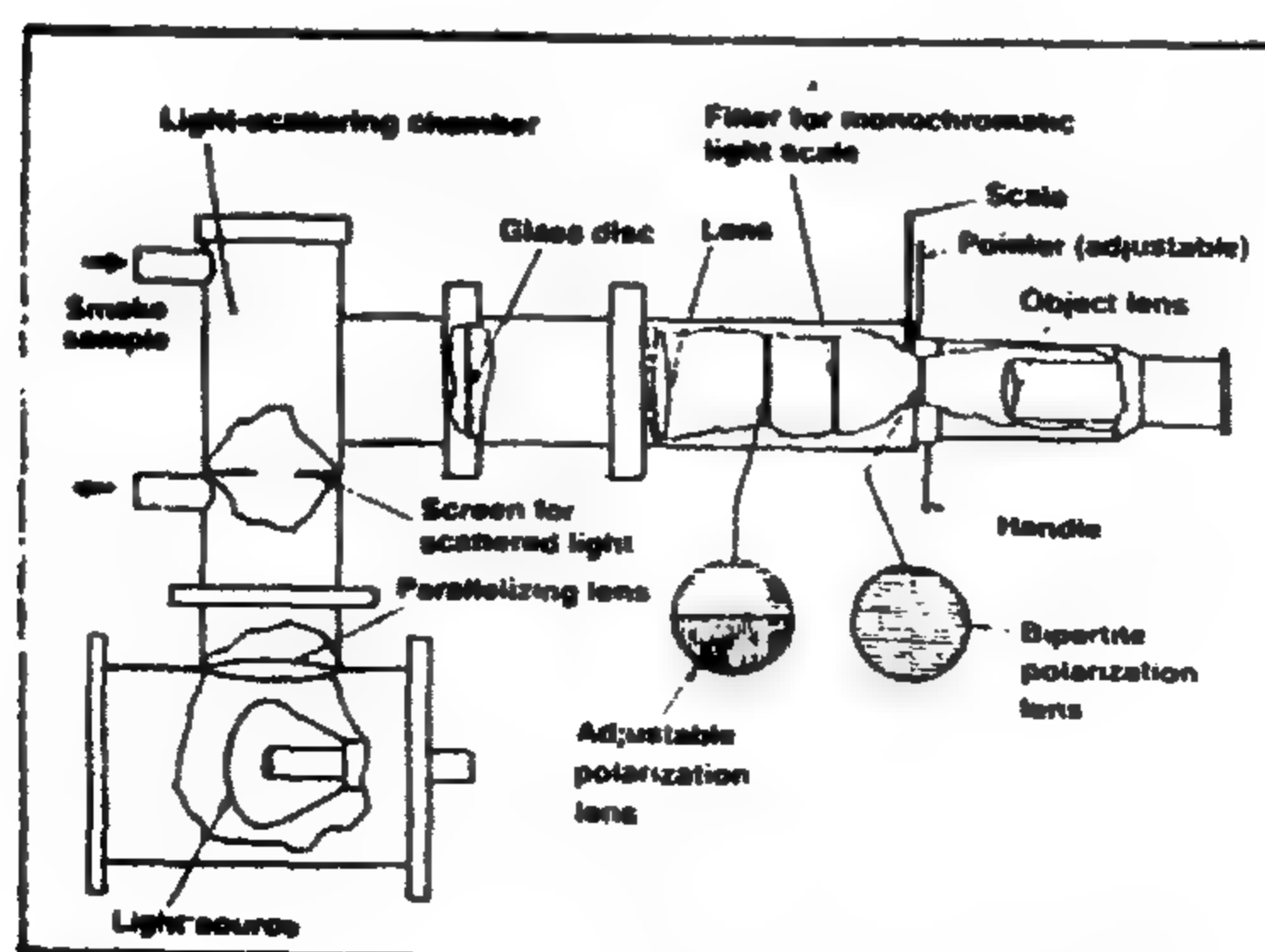
- 1- الارتطام **Impingement** أو تصادم القصور الذاتي (Inertial impaction) كما هو مبين في ( Fig 14.1a ) حيث يقوم تيار الهواء بتغيير اتجاهه خلال أنسجة المرشح أما الجسيمات الصلبة **Particles** وهي الأثقل ترتطم بنسيج الفلتر وتتعلق به نتيجة وجود طبقة لزجة على نسيج الفلتر. هذه الطريقة تعطي نتائج جيدة عند احتجاز جسيمات كبيرة نوعا . وقد تحتاج الجسيمات إلى قوة قصور ذاتي أكبر للمرور والأخيرة تزداد إذا زادت سرعة الهواء أو زيادة حجم الجسيمات في أقطار النسيج الصغيرة .
- 2- الاحتجاز **Straining** ( Fig.14.1 b ) الجسيمات ذات الحجم الكبير تحتجز عند مرورها في مرشح حيث المسافة بين طبقتين متجاورتين من طبقات النسيج صغيرة نسبيا فيتم حجز هذه الجسيمات على نسيج المرشح (الفلتر) .
- 3- الترسيب الكهروستاتيكي **Electrostatic Precipitation** ( Fig 14.1c ) تستخدم هذه الطريقة في المرشحات الإلكترونية حيث يتم تأيين الجسيمات عند مرورها خلال مجال كهربائي



**Figure 14.1 Method of air-cleaning (a) Impingement, (b) Straining, (c): electrostatics perception.**



**Figure 14.2 ASHRAE-standard test rig.**



**Figure 14.3 DOP test using light scattering technique.**



حيث يتم شحن الألواح الجانبية بشحنة مخالفة للأولى . ونتيجة اختلاف القطبية تتجاذب الجسيمات على الألواح الجانبية Collector Plates .

الفلاتر تستطيع التخلص من الجسيمات العالقة بتيار الهواء بطريقة أو أكثر من الطرق السابقة .

### 14.3 طرق اختبار المرشحات 14.3 Methods of testing Filters

لتقييم أداء المرشحات من أجل الاختيار المناسب للمرشحات اعتمدت جمعية الأشرى الأمريكية ASHRAE في 1986 ثمان طرق لاختبار المرشحات سنشرح أربعة منها وهي :

1- اختبار الكبح بالوزن **Weight arrestance test** في هذا الاختبار يتم قياس وزن الأتربة المحتجزة بالمرشح ويتم مقارنته بالوزن والحجم القياسي للأتربة. هذا الاختبار يساعد في مقارنة قدرة المرشح في احتجاز الأحجام الكبيرة.

2- عدم تلون البقع **Dust spot discoloration** في هذه الطريقة يتم أمرار الهواء من خلال المرشح ثم أمراره في وجود فلتر مصنع من ورق أبيض. درجة عدم تلون البقع على فلتر الورق الأبيض يدل على كمية الجسيمات الصغيرة التي لم يتم حجزها بالمرشح. أهمية هذا الاختبار تبين مدى اتساخ سطح الغرف بواسطة هذه الجسيمات.

هذا الاختبار أفضل من الطريقة السابقة حيث يضمن عمل الفلتر على عدم اتساخ الغرف بالأتربة. يبين Fig14.2 كيفية إجراء اختبارات المرشحات بطريقة الأشرى ASHRAE.

3- اختبار الأدخنة **DOP smoke Test** هذا الاختبار هو الأكثر دقة للمرشحات التي تقوم بحجز الجسيمات المتناهية في الصغر. في هذا الاختبار فإنه يتم إدخال سحابة من الأدخنة ذات جسيمات متساوية الحجم ( $0.3 \mu m$ ) من مادة (Di- Octyl Phthalate) اختصاراً (DOP) في غرفة الاختبار Fig14.3 مع تيار هواء خلال المرشح. ثم تقاس كثافة تركيز الجسيمات التي لم تحتجز بواسطة آلية الضوء المتشتت Light scattering technique.

DOP عبارة عن مادة عضوية اسمها التجاري Flexol ضغط ابخرتها عند درجة حرارة الجو منخفض للغاية وهذا يطي أيروسولا مستقرا عندما تتكثف وتماسكة عند درجات الحرارة العالية وليس لها لون ولا رائحة وغير سامة وليست مسببة للصدأ ورخيصة الثمن. بهذه الطريقة يتم اختبار قدرة المرشح في التخلص من الجسيمات المتناهية في الصغر. كمثال أدخنة السجائر التي يتراوح حجمها بين ( $0.01-1 \mu m$ ) والبكتريا التي يتراوح حجمها ( $0.3-30 \mu m$ ) .

4- قدرة الاحتفاظ بالأتربة **Duct holding capacity** الثلاث طرق السابقة لاختبار المرشحات ركزت على اختبار كفاءة المرشح لحجز الملوثات ولم تتناول أثر ذلك على زيادة المقاومة المصاحبة لتراكم الأتربة وغيرها. ولهذا فإن المرشح الذى يستطيع أن يحتجز كمية كبيرة من الأتربة دون زيادة فجائية كبيرة فى المقاومة يمكن تفضيله على الذى يحجز كمية صغيرة من الأتربة مع الوصول لنفس مقاومة الأول، لذلك فإنه فى هذه الطريقة يتم مقارنة وزن الأتربة المتجمعة مع الزيادة فى مقاومة الهواء خلال مروره خلال المرشح.

## 14.4 Types of Filters

## 14.4 أنواع المرشحات

يمكن تقسيم المرشحات تأسيسا إلى عدد فى العوامل

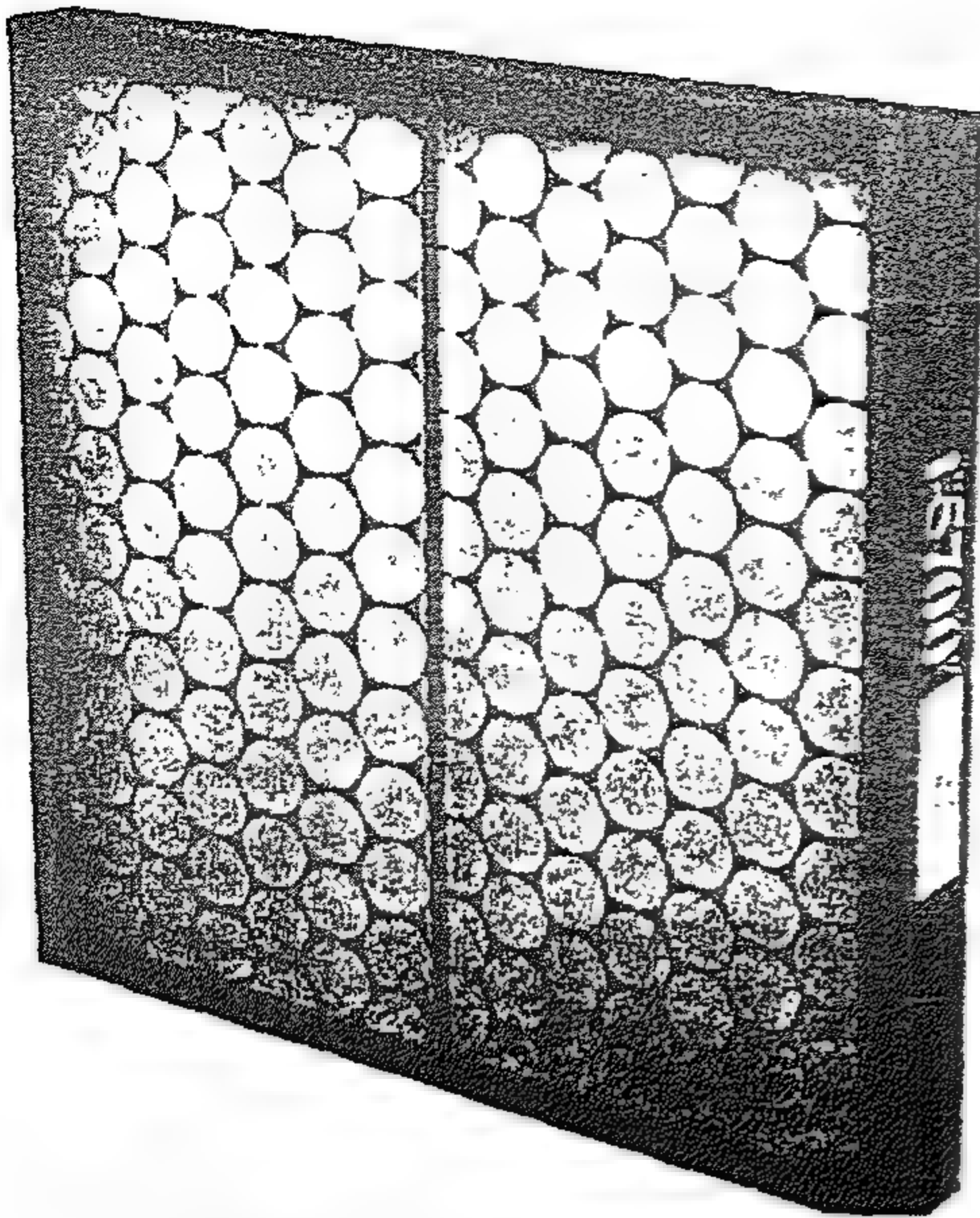
أولا : طبقا لنوع الوسط **Media** تنقسم المرشحات إلى :

1- مرشحات لزجة **Viscous filters**. يتكون المرشح من نسيج ألياف الصوف الزجاجى أو من شبكة معدنية تتكون من الحبيبات الخشنة ومشبعة بمادة لزجة. هذا النسيج يوضع داخل إطار معدنى **Fig14.4**. هذا الفلتر كفاءته حوالى 10% ويستطيع اصطياد الحبيبات الكبيرة نوعا ما ويعتبر غير مناسب فى حالة الحبيبات الصغيرة. مقاومة الضغط عندما يكون نظيفا ( $\Delta P = 0.1 \text{ in wg} = 25 \text{ Pa}$ ) ومقاومة الضغط عندما يكون متسخا ( $\Delta P = 0.5 \text{ in wg} = 125 \text{ Pa}$ ). فى هذه الحالة يتم تغييره.

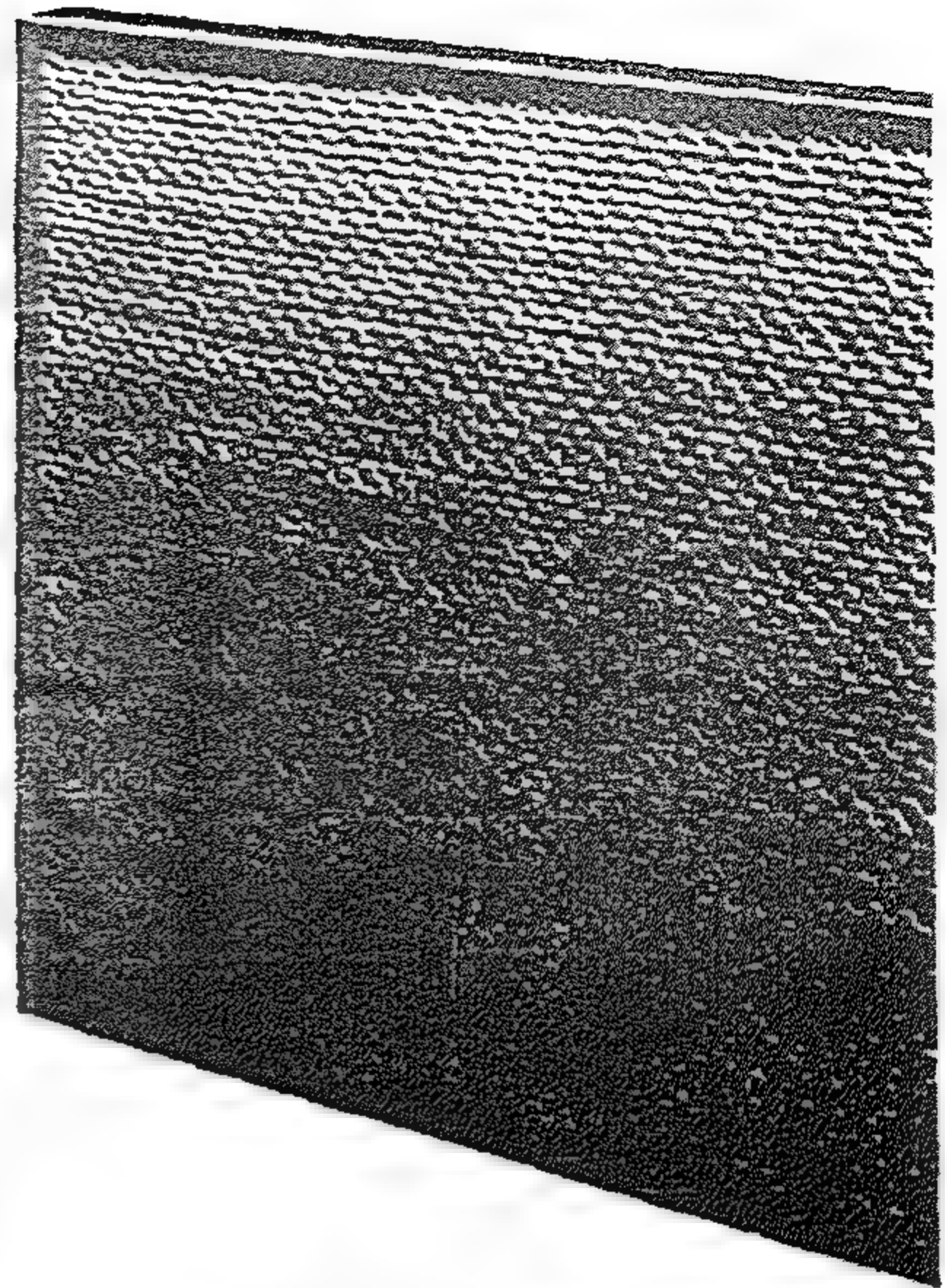
\* هناك نوع آخر من المرشحات اللزجة **Washable viscous filters** مبين فى **Fig14.5** وهو مصنع من شبك معدنى مجدل مع بعضه ومغطى بطبقة لزجة. هذا المرشح يمكن تنظيفه بواسطة بخار الماء أو الماء الساخنين، وبعد غسله يغطى بالطبقة اللزجة مرة أخرى. مقاومة الضغط الابتدائية  $\Delta P = 25 \text{ Pa}$  أما كفاءته فهي أقل من الفلتر السابق المبين فى **Fig 14.4**.

2- مرشحات جافة **Dry filters**. فى هذه المرشحات لا تستخدم الزيت أو أى مادة لزجة وإنما يعتمد عمل هذه المرشحات على المسافات الضيقة بين الطبقات لاصطياد الملوثات. فى **Fig14.6** مرشح غير قابل أيضا للتنظيف وهو مصنع من نسيج الصوف الزجاجى وبعمر يتراوح من 22-37 cm). كفاءة هذا المرشح تصل إلى 95% طبقا لاختبار الوزن (الطريقة الأولى)، % (30-35) للاختبار الثانى، % (15-20) طبقا لاختبار **DOP**. مقاومة الضغط عند سمك 22cm هي  $\Delta P = 37.5 \text{ Pa}$ .

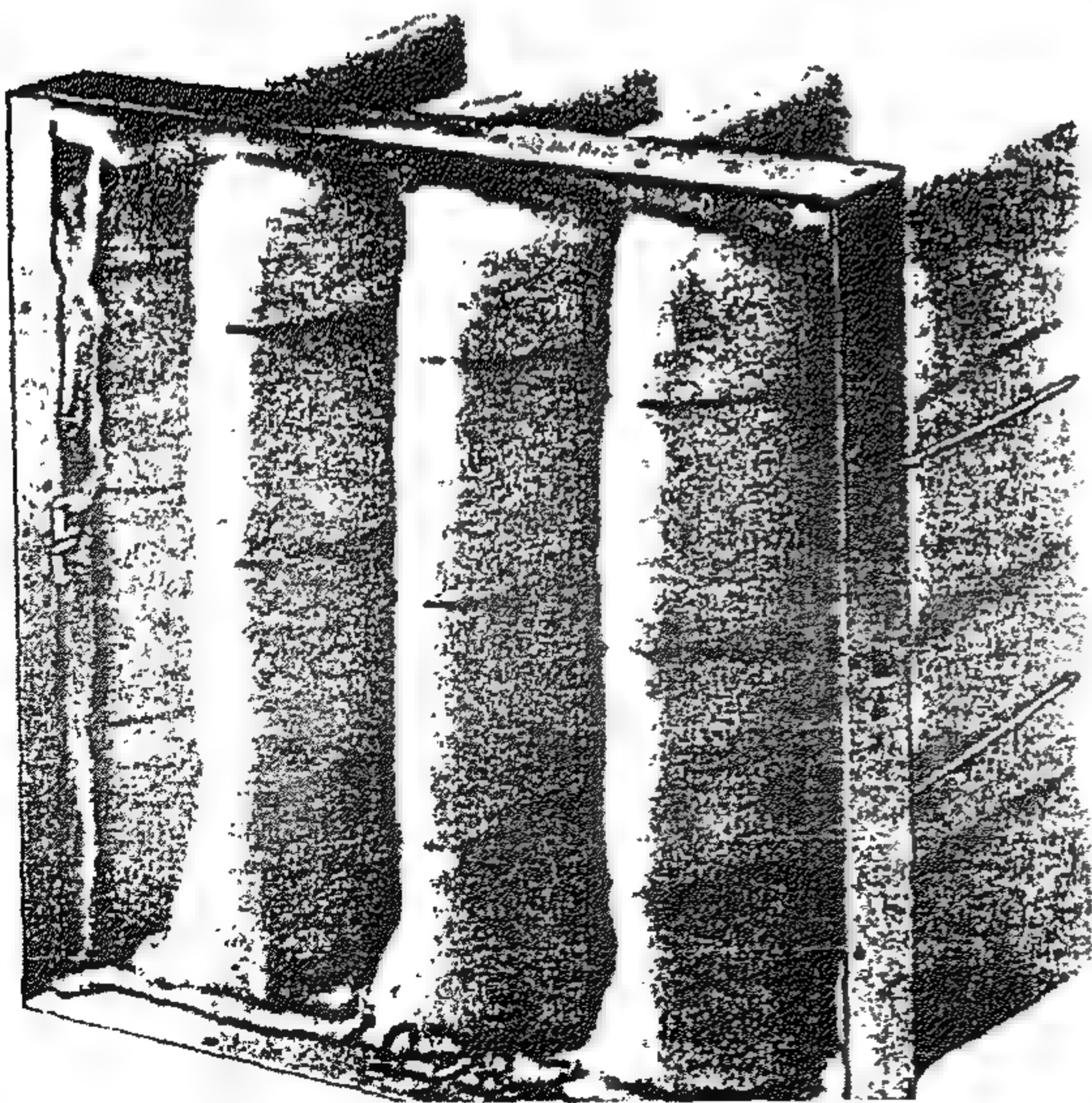




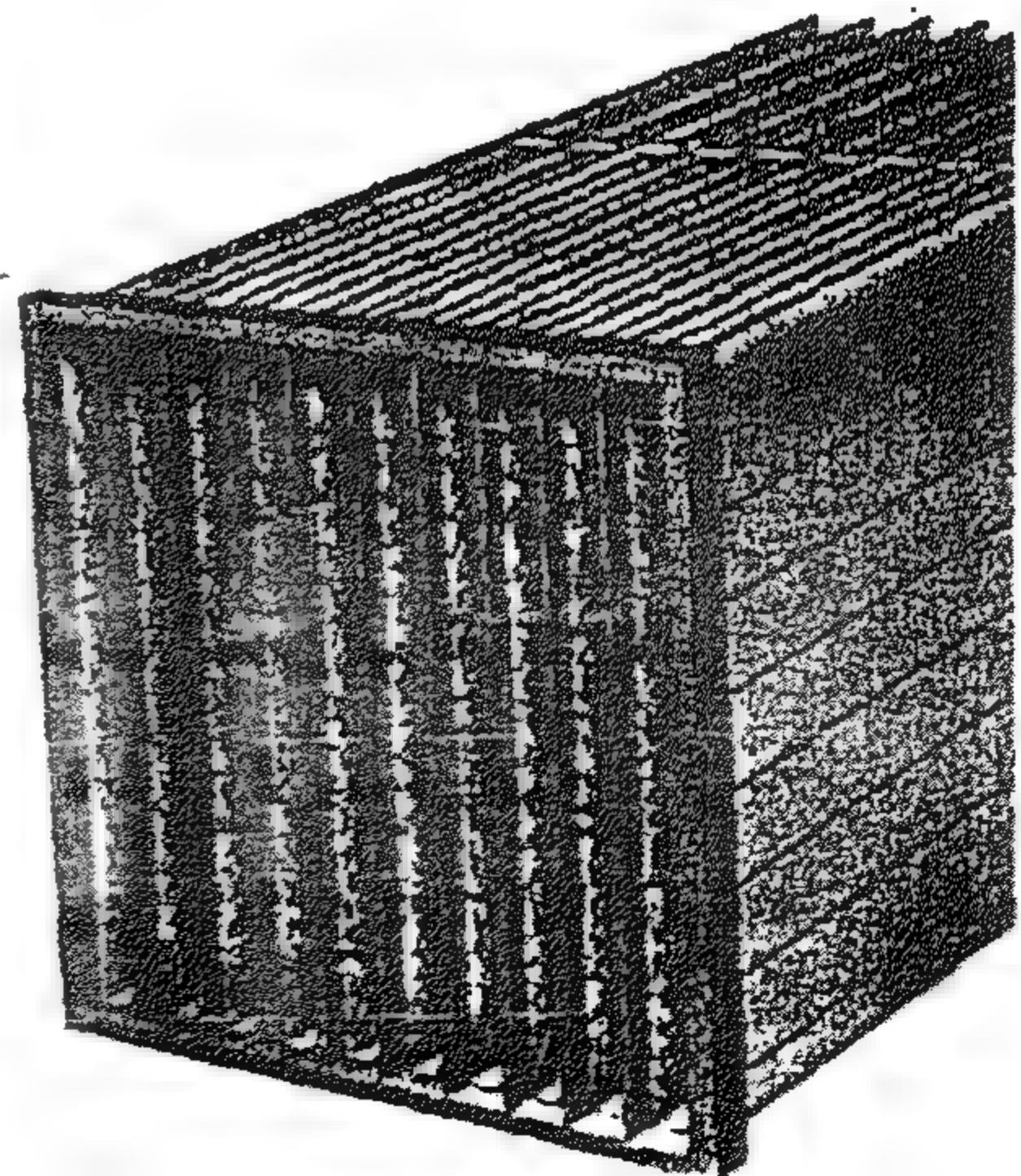
*Figure 14.4 Low efficiency viscous disposable filter*



*Figure 14.5 Washable viscous filter*



*Figure 14.6 30% Dust spot efficiency dry disposable filter.*



*Figure 14.7 45% Dust spot efficiency Dry disposable filter*



مقاومة الضغط عند سمك 37cm هي  $\Delta P = 75 \text{ Pa}$

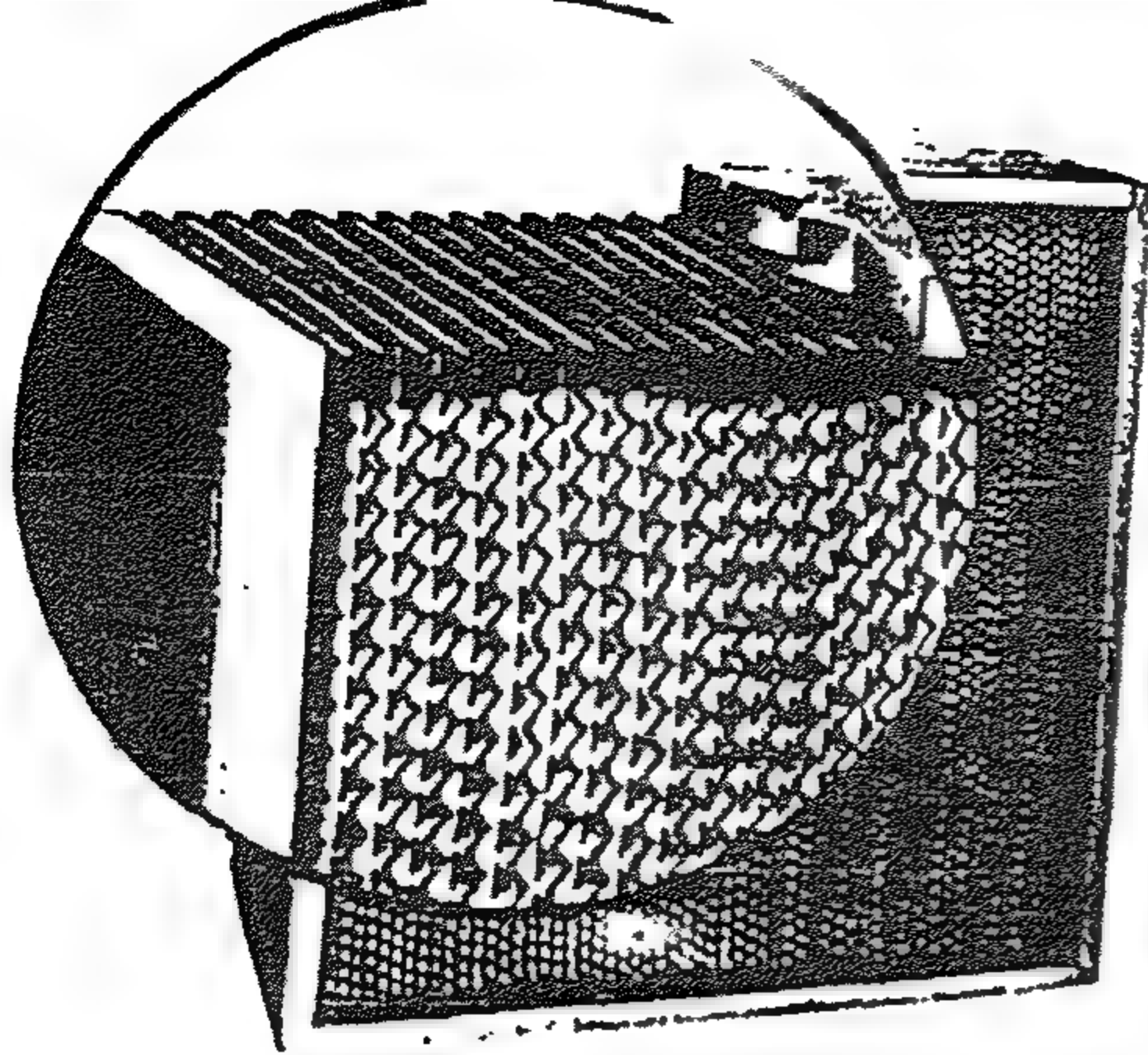
\* طراز آخر من المرشحات الجافة مبين في Fig14.7 حيث العمق أكبر من سابقة ويتراوح بين (56- 93)cm مما يسمح بمرور كمية هواء أكبر وتتوقف الكفاءة على كثافة النسيج حيث تتراوح بين 96-99% طبقا لاختبار استحالة تلون البقع وتتراوح بين 20-85% طبقا لاختبار DOP. مقاومة الضغط لهذا الطراز تتراوح بين (37.5 - 150)Pa طبقا لوسط النسيج وعمق المرشح- هذا النوع غير قابل للغسيل.

\* طراز آخر من المرشحات الجافة مبين في Fig14.8 هذا الفلتر مصنع من نسيج الاسبستوس وريقات رطبة مرصوصة من الزجاج الرقيق وهي تسمى High Efficiency Particulate Air واختصارا HEPA وفي بعض الأحيان الفلتر المطلق Absolute Filter وذلك لمقدرته الفائقة على حجز الجسيمات المتناهية في الصغر وقد تم تطويره لصالح الجيش الأمريكى خلال الحرب العالمية الثانية وكفاءته تتراوح بين 99-100% طبقا لاختبار DOP. ويعتبر الفلتر الوحيد القادر على احتجاز الفيروسات الصغيرة الذى يصل قطرها إلى  $0.05 \mu m$  ومن مميزاته أن سرعة الهواء قد لا تتعدى 0.25m/s ويستطيع العمل حتى مقاومة ضغط حتى  $\Delta P = 500 \text{ Pa}$ . هذه المميزات تجعله من أغلى المرشحات ثمنا .

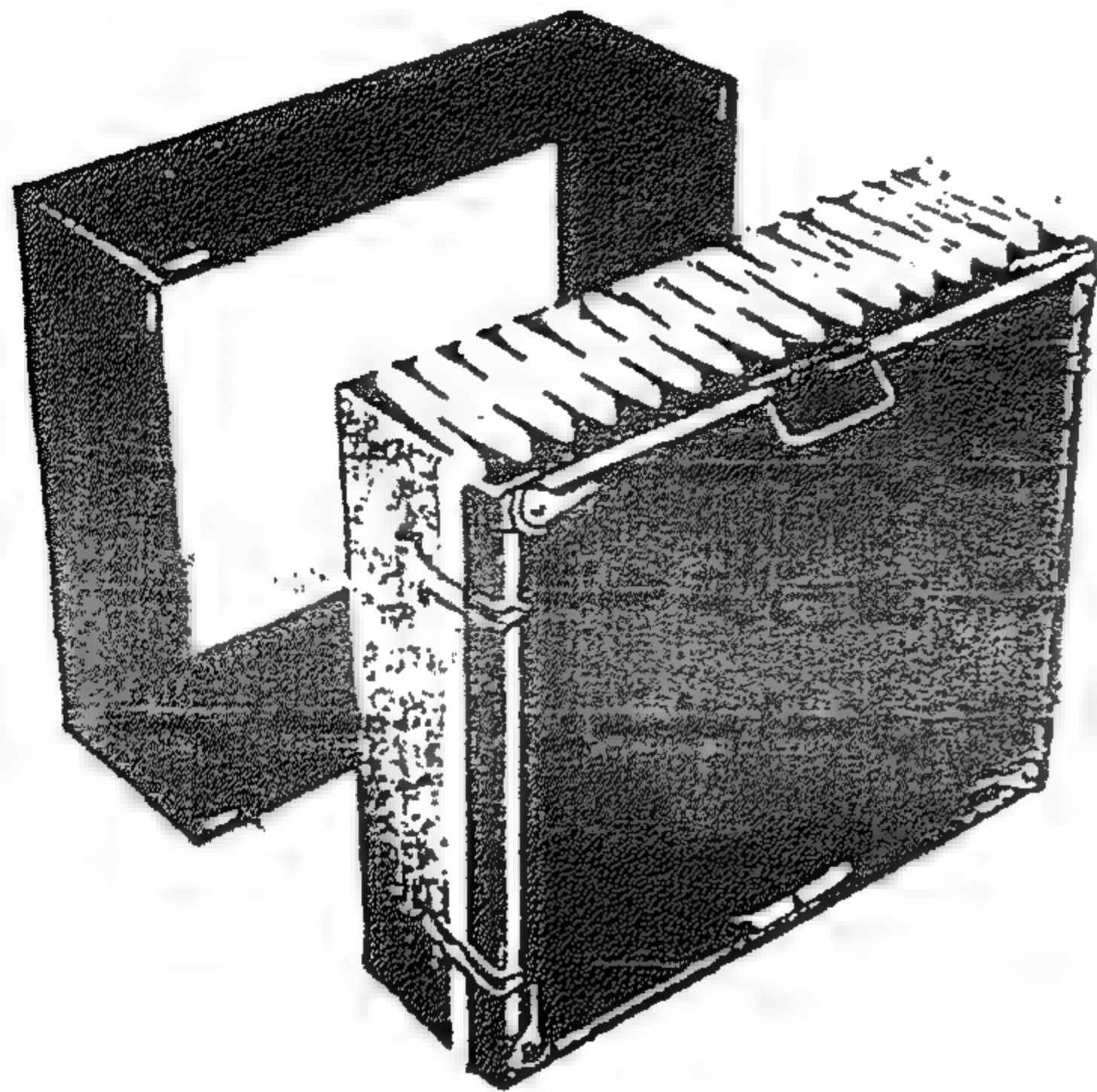
#### ثانيا : المرشحات الثابتة والمتجددة Stationary & renewable filters

- المرشحات الثابتة تصنع فى شكل ألواح مستطيلة Fig14.9 متراسة كل خلف الاخرى ومثبتين مع بعضها البعض. عند اتساخ هذه الألواح فإنها تسحب أما للتنظيف أو الاستبدال بأخرى كما هو مبين بالنسبة للمرشحات المطوية Pleated filters. يبين Fig 14.10 عن كيفية إعادة تركيب نسيج المرشح بطريقة يدوية من رول لهذا النسيج المصنوع من ورق السيليلوز. كفاءة هذا النوع من المرشحات تقدر بـ(94%) مقدرة بطريقة الوزن 52%، مقدرة بطريقة عدم تلون البقع بالغبار، هذا وتقدر مقاومة الضغط الأولية بـ  $\Delta P = 25 \text{ Pa}$ .

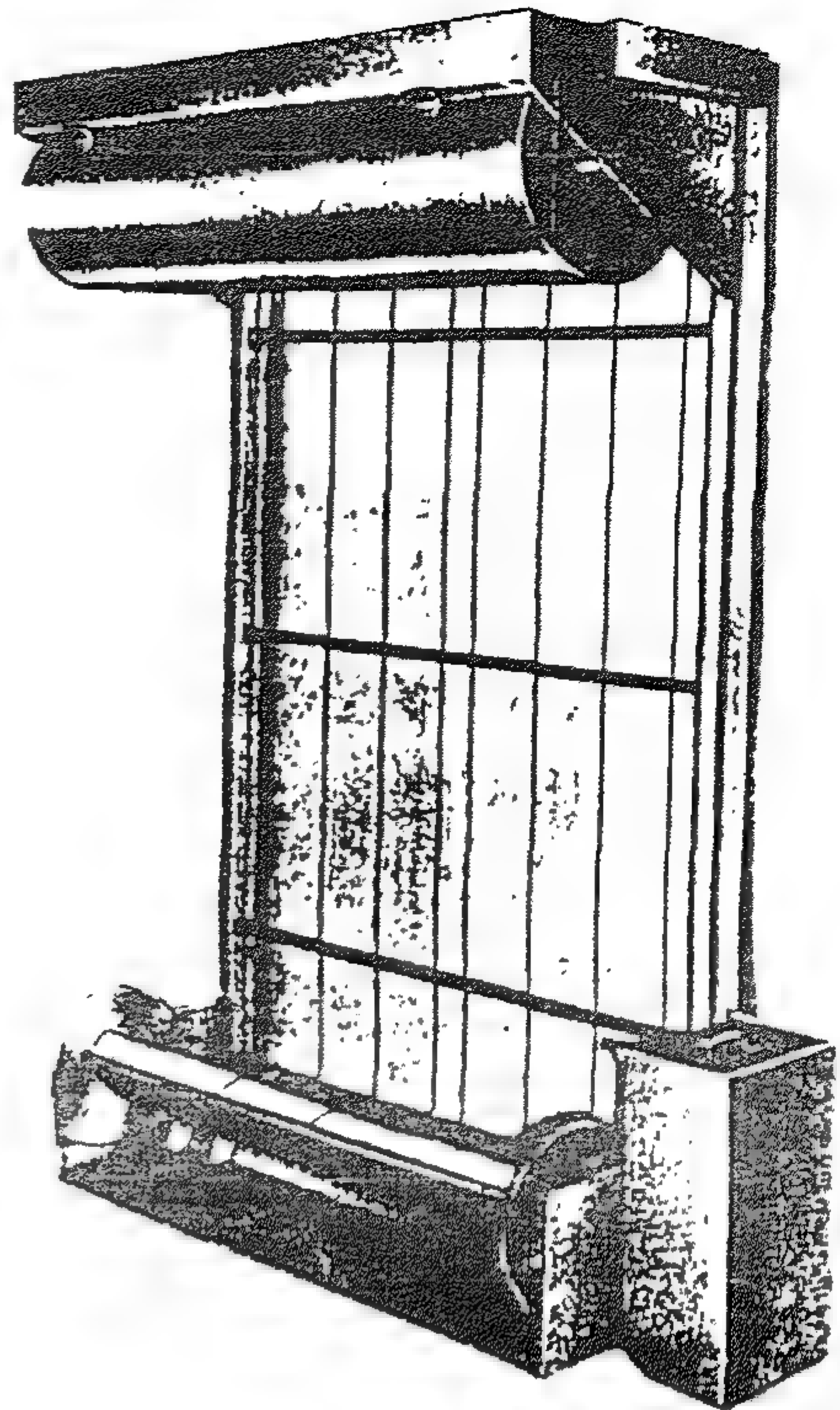
- مرشحات متجددة فى شكل رول Roll Filters هذا النوع من المرشحات يعرف باسم المرشح الرول وهو عبارة عن نسيج ملفوف على بكر مجوف ويوضع عموديا فى اتجاه السريان Fig14.11. هذا النسيج يتم تحريكه بواسطة موتور يتحكم فى دورانه حساس.



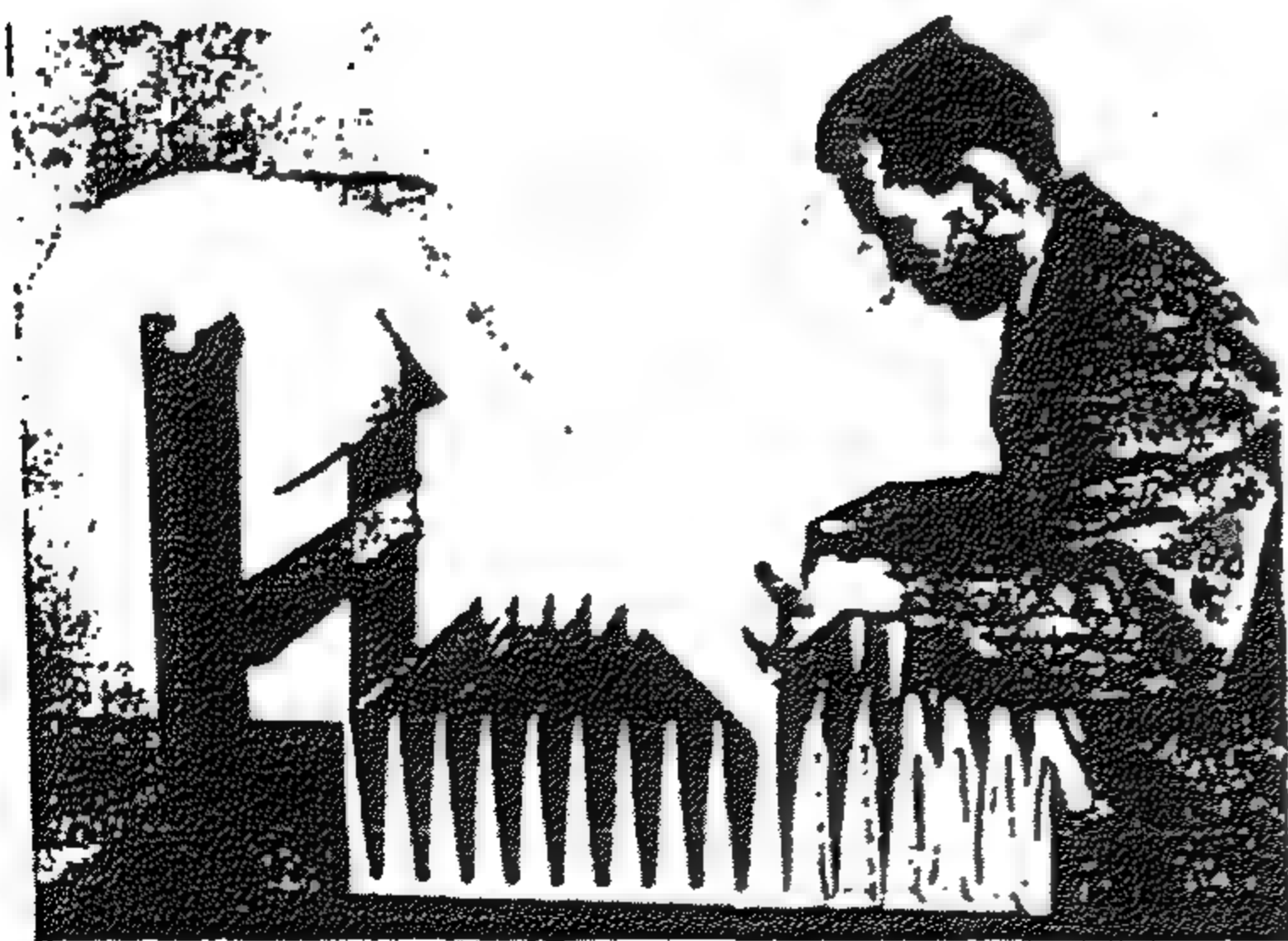
*Figure 14.8 Absolute or ( HEPA) filter*



*Figure 14.9 Pleated renewable filter*



*Figure 14.11 Roll renewable filter*



*Figure 14.10 Manual replacement of filter media in pleated renewable filter*



هذا الحساس يتأثر بزيادة الضغط نتيجة اتساخه بمرور الهواء. عند زيادة الضغط يعطى إشارة للموتور فتتحرك ستارة المرشح حتى تتقابل مساحة نظيفة مع اتجاه السريان يشعر معها الحساس بانخفاض الضغط فيتوقف المحرك. نسيج ستارة المرشح مصنع أما من القماش أو من شبك معدني. كفاءة هذا المرشح 80% بطريقة الوزن، 20% بطريقة عدم تلون البقع بالغبار. مقاومة الضغط الأولية تصل إلى  $\Delta P = 25\text{Pa}$  من الملاحظ أن المرشحات المتجددة Renewable Filter غالية الثمن ولكن في المقابل تكاليف الصيانة لها منخفضة.

### ثالثا : المرشحات الإلكترونية Electronic Filters

في هذه المرشحات Fig 14.12 لا يستخدم نسيج لاصطياد التراب وإنما تقوم فكرة عمل هذه المرشحات على إعطاء ذرات التراب شحنة ذات جهد عالي بواسطة مركم كهربى. هذه الجسيمات تمر على مجموعة من الألواح المتوازية عليها شحنة مخالفة للأولى والذي من نتيجته أن تتجذب ذرات الغبار على هذه الألواح Fig14.13 هذه الألواح قد تغطى بطبقة لزجة للأحتفاظ بالغبار عليها تمهيدا لتنظيفها بعد فترة من الزمن. يمكن تنظيف هذا المرشح آليا أو يدويا بواسطة محلول ساخن مزيل للأوساخ Hot detergent solution بعدها تغطى الألواح بالطبقة اللزجة. كفاءة هذا المرشح تتراوح بين 85-95% بطريقة عدم تلون البقع وأن مقاومة الضغط الأولية  $\Delta P = 50\text{Pa}$ . من الملاحظ أن هذه المقاومة لا تتغير مع الزمن وذلك للتخلص من الأتربة بانتظام. فى بعض الحالات يمكن استخدام فلتر متقدم Pre-filter مع الفلتر الإلكتروني Fig14.12 . حيث يتم استخدام مرشح ذو كفاءة منخفضة كالمبين فى Fig14.14 مع الفلتر الإلكتروني بحيث يعمل الأول كمختزل Agglomerator للجسيمات الكبيرة بينما يعمل المرشح الإلكتروني لاصطياد الجسيمات الصغيرة. بهذه الطريقة تتحسن كفاءة المرشح ويطول عمره الافتراضى.

رابعا : مرشحات الكربون النشط Activated Carbon Filters مرشحات الكربون النشط تمتص الغازات والروائح الكريهة من المكان المراد تكييفه وكذلك من هواء الراجع. هذه الغازات والروائح ليست فقط تؤثر على صحة الإنسان ولكن أيضا تلوث البيئة.

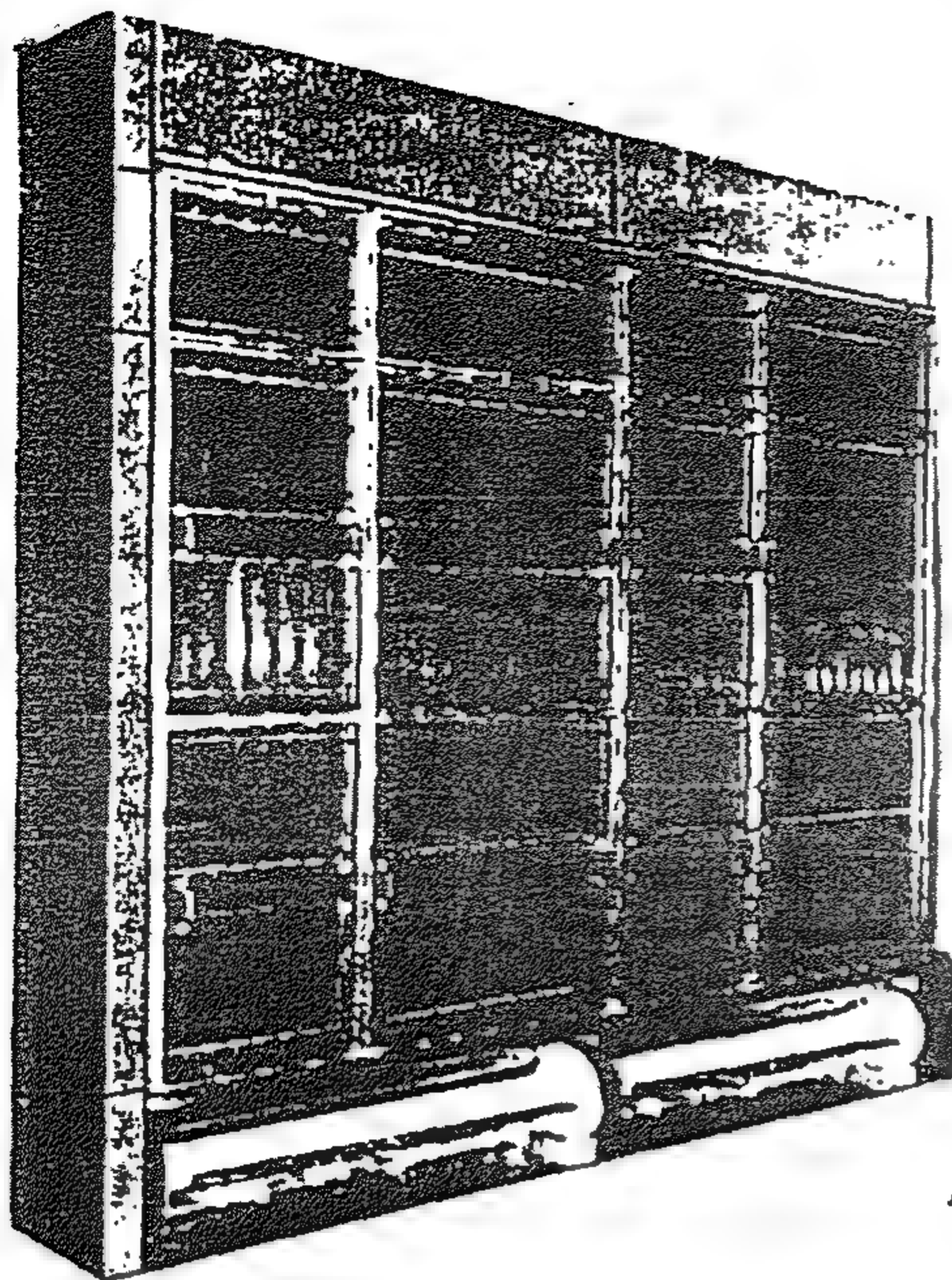


Figure 14.12 Electronic air filter

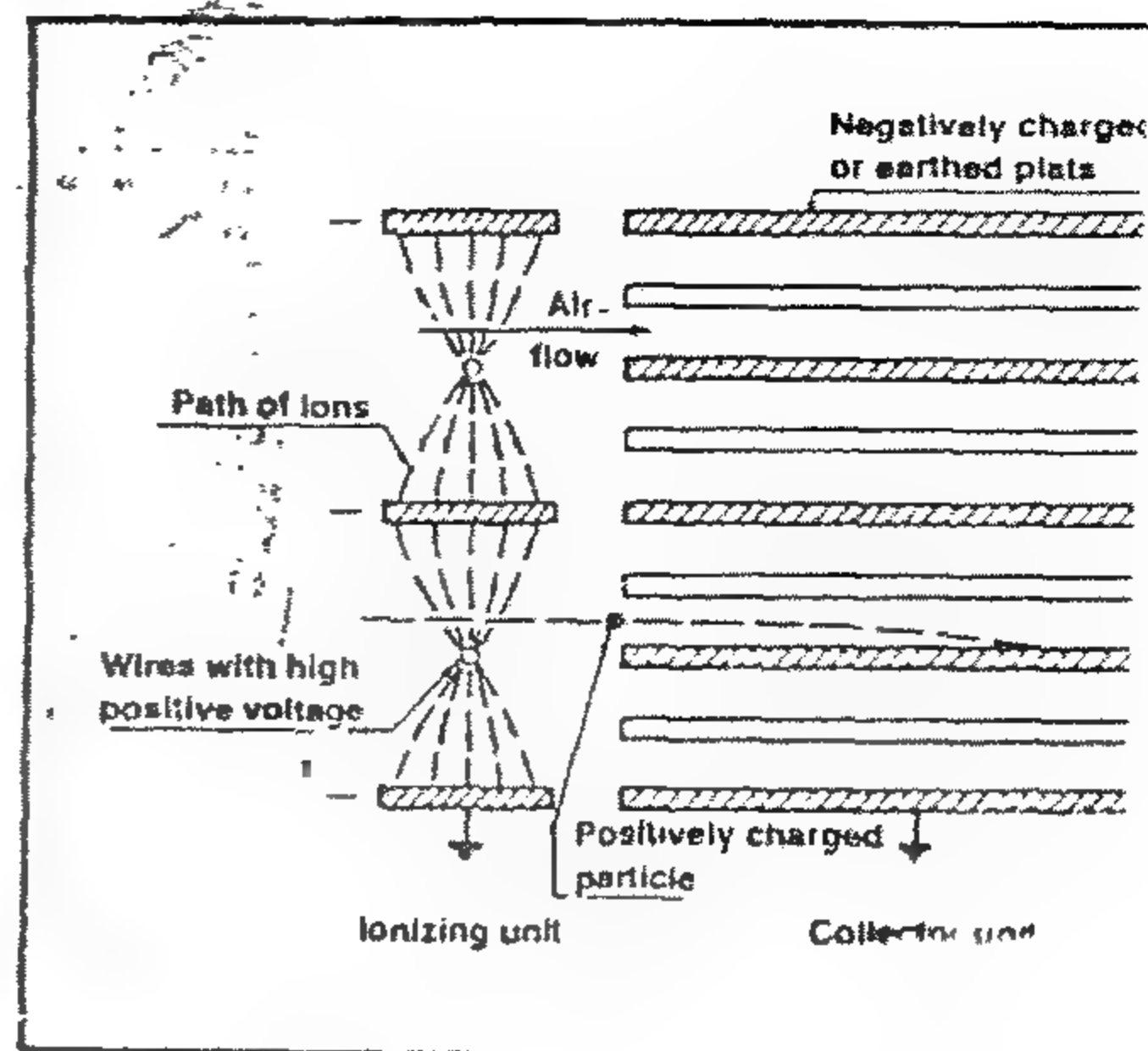


Figure 14.13 Working principle electronic

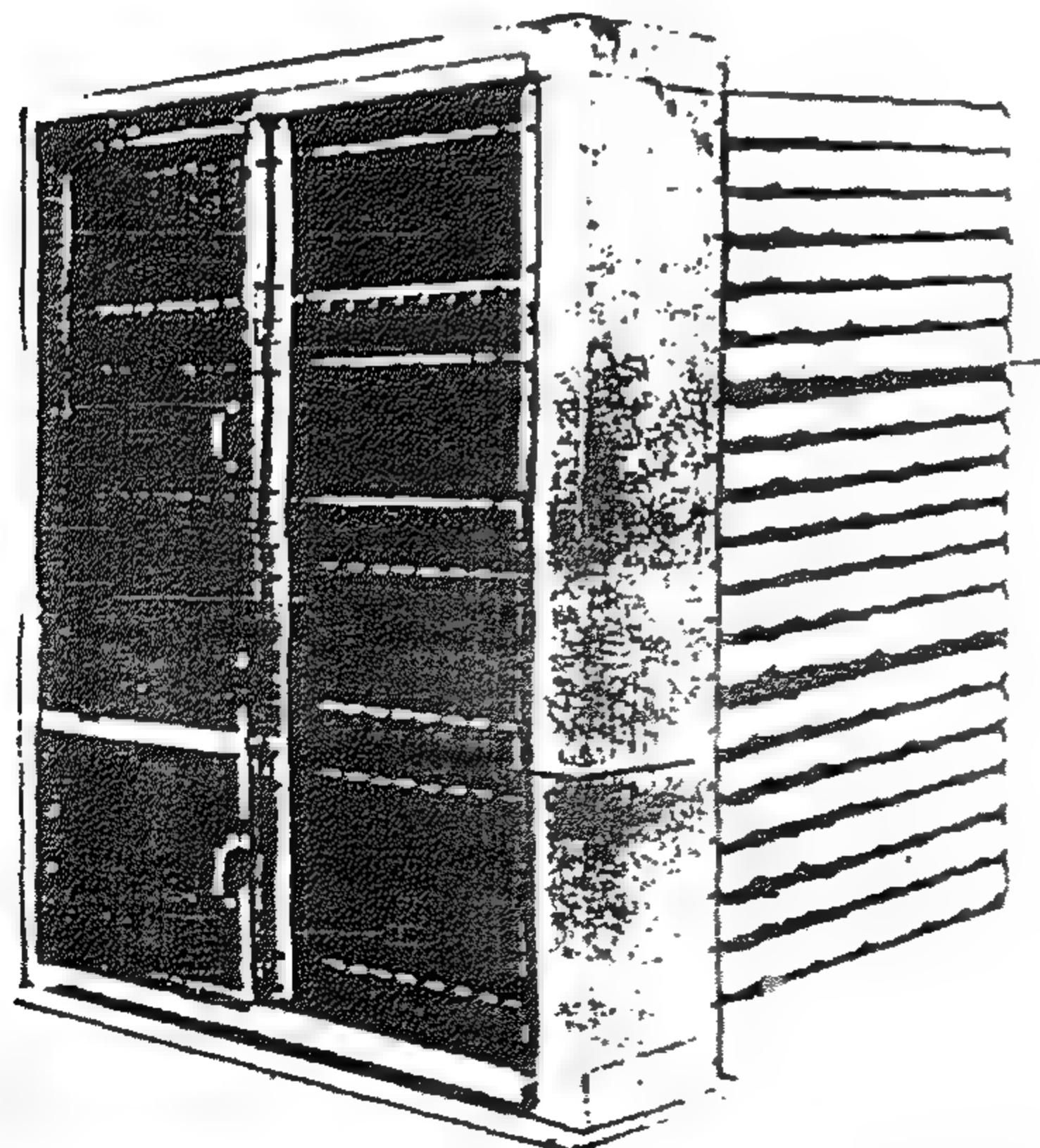


Figure 14.14 Electronic filter with agglomerator.

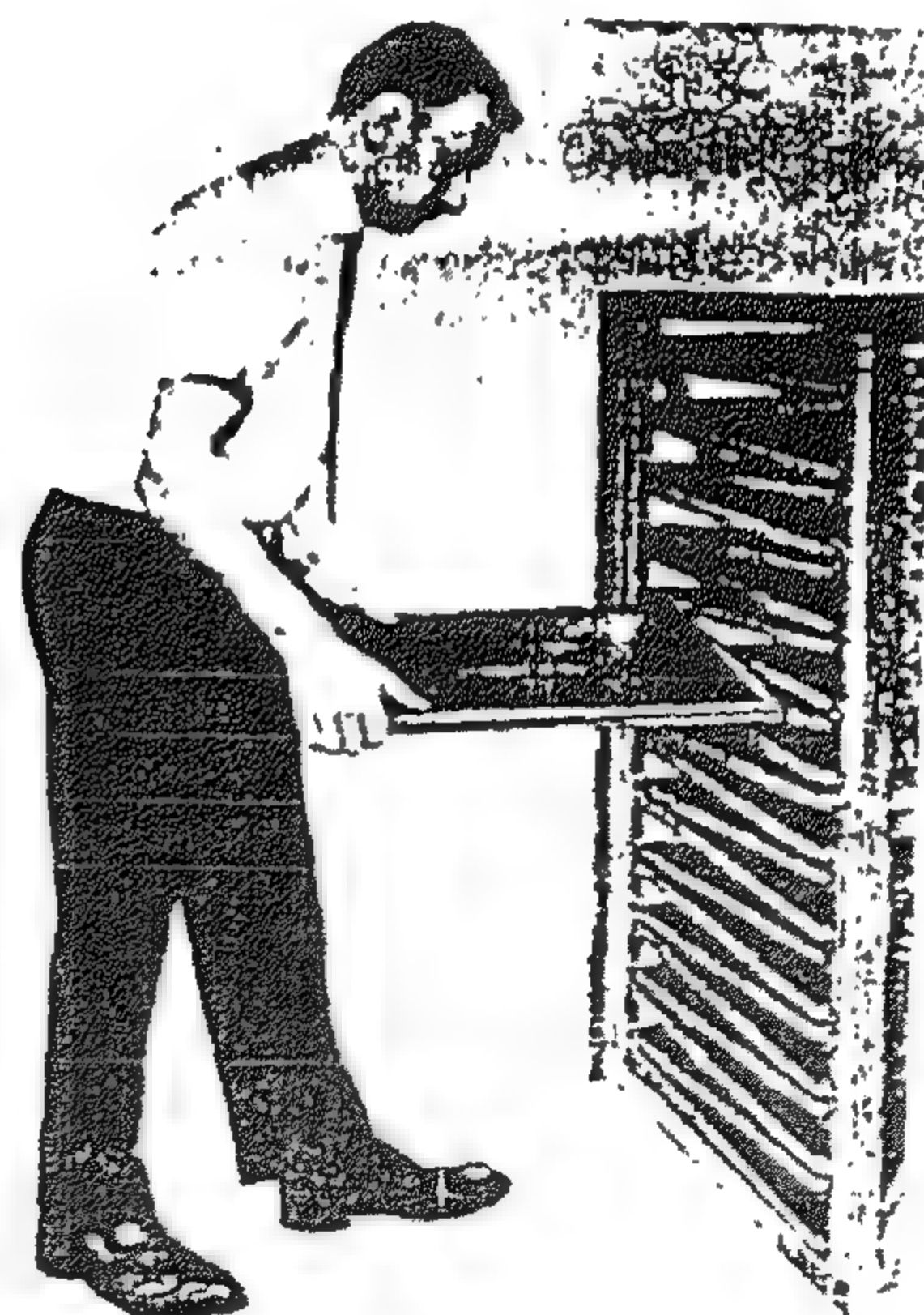


Figure 14.15 Activated carbon



ويتكون المرشح من إطار مصنع من لوح من الصاج المجلفن حيث يوضع داخله رف على شكل حرف (V) Fig14.15 يحوى ما يشبه الحصى مملوءة بالكربون النشط Activated carbon. عند توقف نشاط الكربون تسحب هذه الحصى وتوضع حصى أخرى بها كربون نشط جديد، هذه الحصى مصنعة من ألياف صناعية بشكل جيد بحيث لا تسمح لحبيبات الكربون من النفاذ للخارج مع تيار الهواء. بعض أشكال المرشحات الأخرى مبين في Fig 14.16

## 14.5 Filter Selection

## 14.5 اختيار المرشح

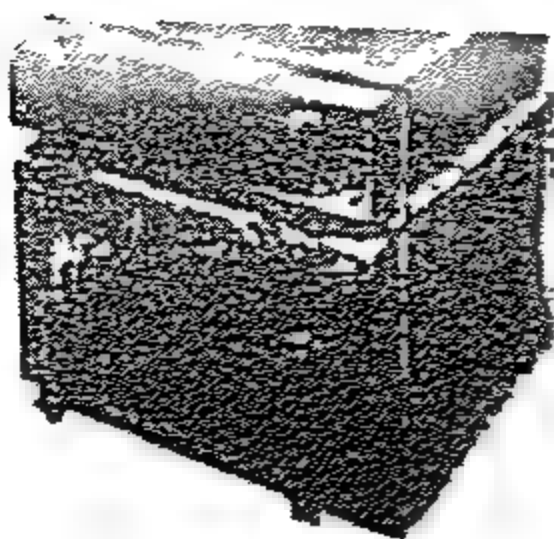
يعتمد اختيار المرشح المناسب على درجة تلوث الهواء الذى يجب تنظيفه ودرجة النقاوة المطلوبة. ويعتمد كذلك على كل من التكلفة الابتدائية وتكلفة التشغيل.

- بالنسبة للتطبيقات التى لا تتطلب درجة عالية من النقاوة وبتكلفة أقل ما يمكن فإن المرشحات اللزجة الرخيصة تكون مرشحة بقوة لذلك الغرض.
- أماكن الإعاشة التى تتطلب درجة أكبر من نقاوة الهواء وحيث حجم الأتربة قد يكون كبيراً فإن المرشحات الجافة قد تكون انسب الأنواع.
- الفلتر الألكترونى يمكن استخدامه بنجاح فى الأماكن ذات الهواء الذى يحتوى على نسبة كبيرة من الأدخنة - كما يمكن استخدامه مع فلتر متقدم Pre-filter لزيادة الفعالية. فى المباني التجارية والإدارية الكبيرة.
- لتخلص من الغازات والروائح النفاذة يفضل استخدام فلتر الكربون النشط. هذه الأنواع تستخدم فى المطاعم الكبرى. وبالنسبة للاعتبارات الاقتصادية فقد قامت إحدى الشركات الأمريكية بدراسة مقارنة اقتصادية للمرشحات المختلفة نوردتها فى Table 14.1

Table 14.1 Filter Cost Comparison

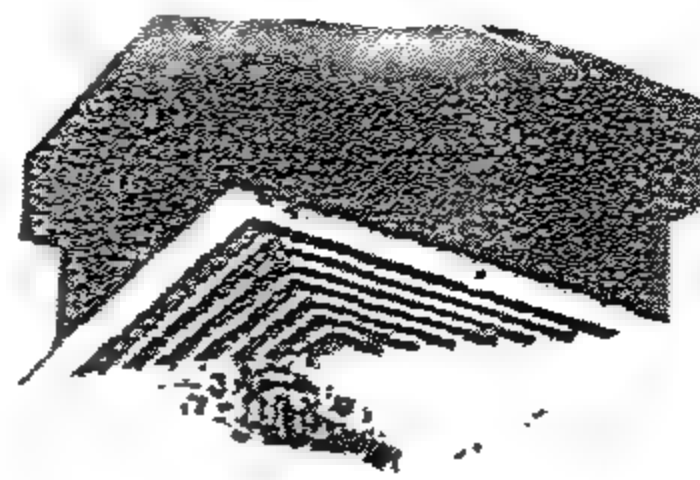
Filter Type	Efficiency		Months between service periods	Hours of service per YR	First Cost Dollars	Yearly Costs			Cost per 1" Dust Spot Eff. Cents/ Year 1000 CFM	
	Weight	Dust Spot				Replacement	Amortization	Total		
Low Efficiency Throwaway	75%	20%	2	15	285.00	282.50	101.25	29.36	383.10	64
Washable	73%	18%	3	26 2/3	518.50	7.25	18.00	53.40	240.65	44
Renewal Roll Type	82%	25%	12	1	967.00	106.00	6.75	99.60	212.35	28
Electronic	*	90%	1/2	26	4825.00	370.50	175.50	496.97	1042.97	38
High Efficiency Throwaway	*	83%	13	2 1/2	754.50	563.50	16.85	77.71	658.06	26
Electronic Plus High Efficiency	*	97%	6	3 1/2	3755.00	279.00	23.60	386.76	689.36	24

FKS, FKVS



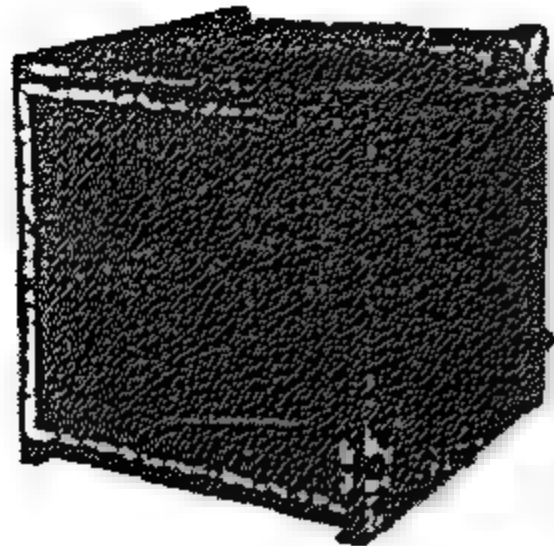
FKS is a filter housing used for ABSOLUTE. In FKVS there is also room for a pre-filter.

FKOP, FWOP



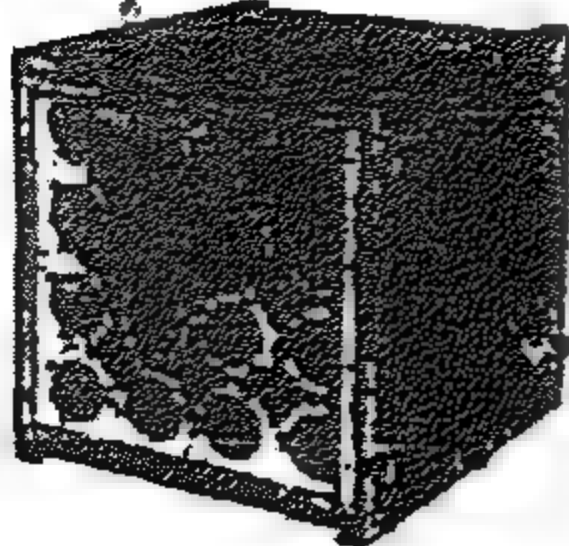
FKOP is a housing made for ABSOLUTE or MICRETAIN with diffuser. FWOP is made for mounting in walls.

FC-A



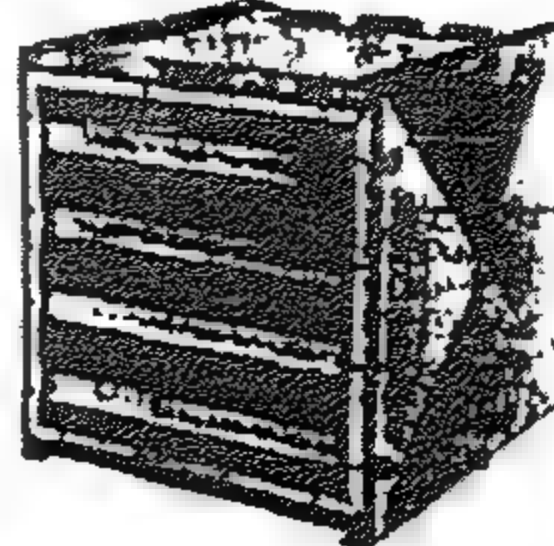
is a filter housing used for AIROPAC, MICRETAIN or ABSOLUTE. It is made of galvanized sheet metal.

FC-CC



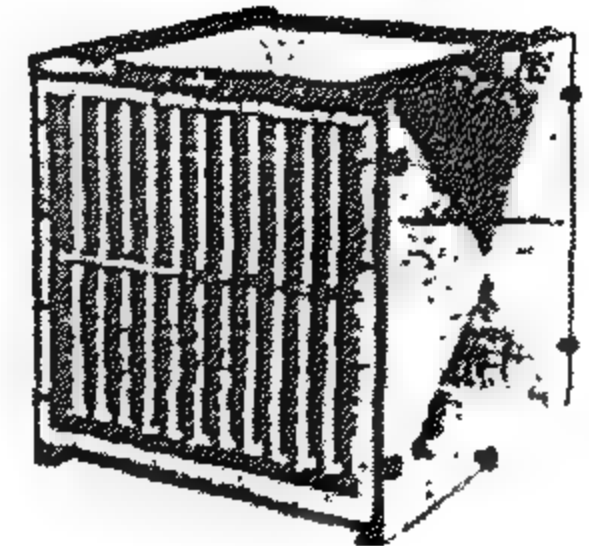
is a filter housing used for CAMCARB. It is made of galvanized sheet metal.

FC-CCX



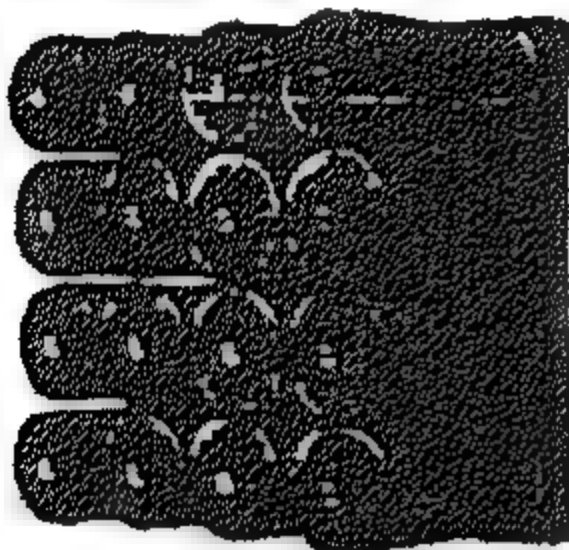
is a filter housing used for CAMCARBEX. It is made of galvanized sheet metal.

FC-HF



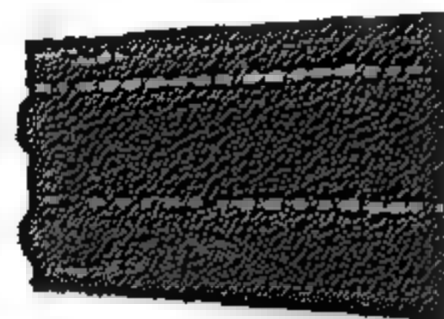
is a filter housing used for filters, 3P-, 3R-, 3M-, 3O-, HF-6 HF-36. It is made of galvanized metal.

CAMCARB



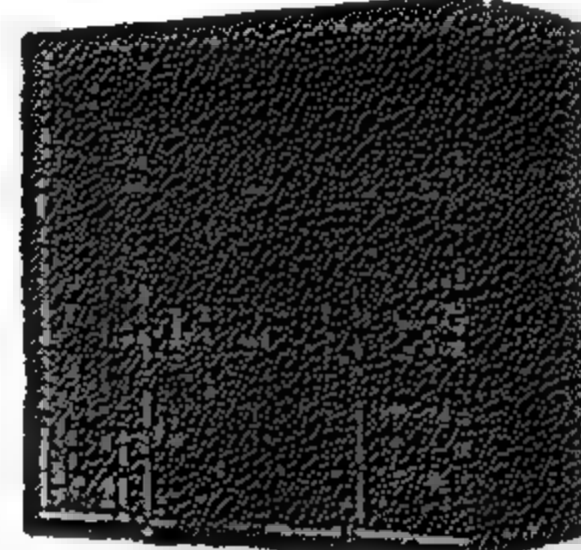
is an activated carbon filter consisting of a filter frame of galvanized sheet metal and replacement cylinders filled with activated carbon. No. of sizes, 6.

CAMCARBEX



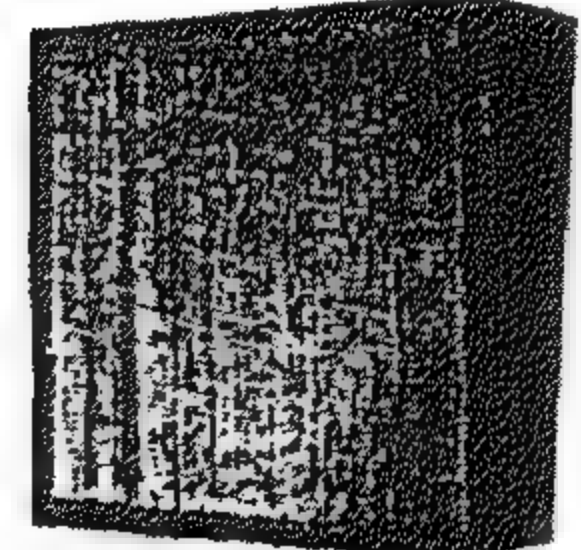
is an activated carbon filter consisting of a filter frame of galvanized sheet metal, V-shaped wire racks and replacement mats filled with activated carbon.

TRIPLE FILTER



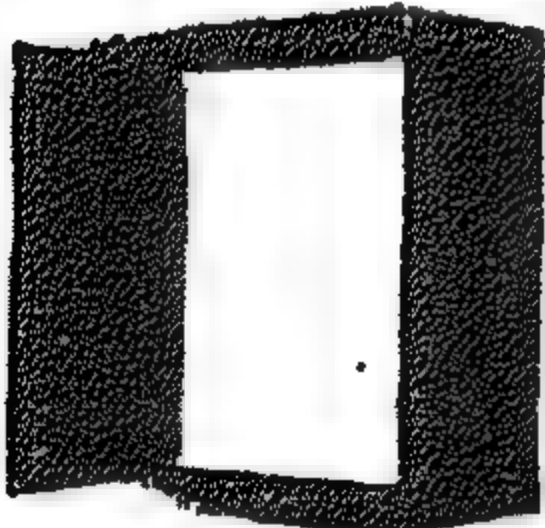
7C1-250 is constructed for the removal of elementary iodine in nuclear power stations. The filter consists of 1) pre-filter part of MICRETAIN medium, 2) adsorption part of activated carbon, 3) final-filter part of ABSOLUTE medium.

COMBINATION FILTER



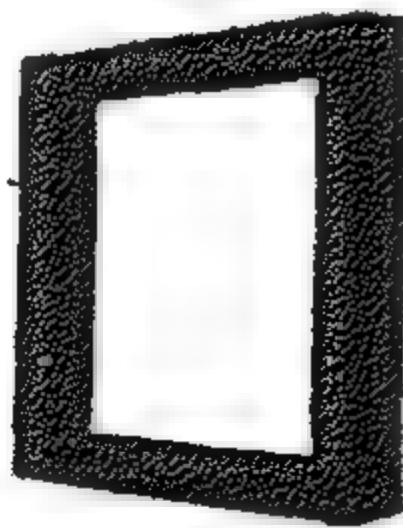
for removal of elementary iodine in nuclear power stations. It consists of: 1) 7C-450, pre-filter of TAIN medium and activated carbon and ABSOLUTE medium.

4N-FRAME



is a permanent holding frame for ABSOLUTE or MICRETAIN.

FRAME



RZA is a permanent mounting frame to be built in into stone walls. It is made for AIROSOLVE, HI-FLO and SANDTRAP. No. of sizes, 6.

MOUNTING LIST



MZA is a mounting list, made for the holding frames of AIROSOLVE and HI-FLO by mounting at the RZA frame. No. of sizes, 3.

SANDTRAP

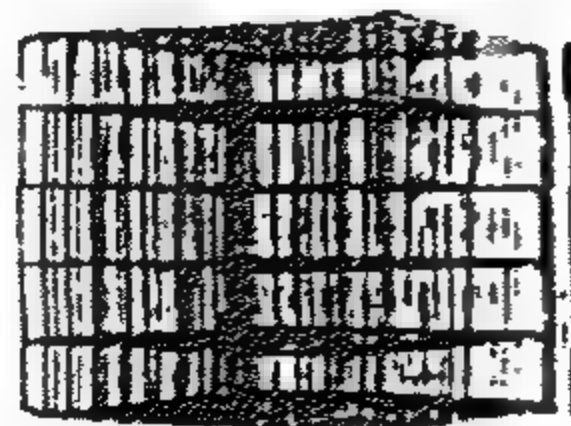


FRAME



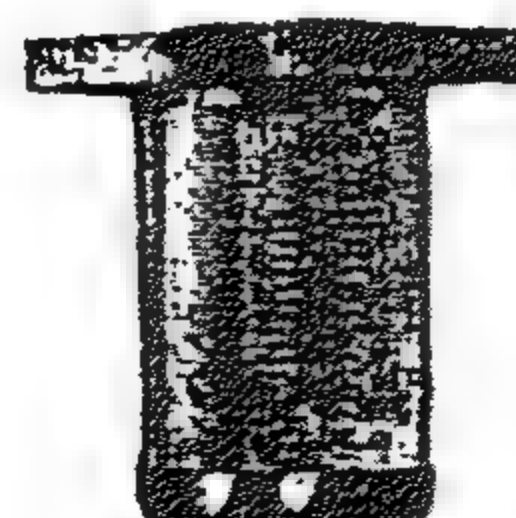
4 SPXM, 4 TOYN and 4 URZO are holding frames made for HI-FLO and AIROPAC.

FRAME



4J-2000, 4J/2-2000 and 4H-1000 are holding frames made for AIROSOLVE.

CAMHOOD



is a grease filter, produced in stainless steel, consisting of mounting plate, replacement filter cell and drain bowl.

is an inertial separator, built at the air inlet of air systems in areas with concentrations No. of sizes, 6.

Figure 14.16 Example of various filter casings.



## التحكم فى الضوضاء فى تكييف الهواء

### CONTROL OF NOISE IN HVAC

#### General

#### مقدمة

من شروط توفير ظروف الراحة هي الإمداد بهواء نظيف ذي ظروف حرارية معينة وكمية تفي بالغرض وبدون إزعاج.

وحيث أن الأزعاج قد تم تصنيفه أخيراً كمصدر من مصادر التلوث البيئي فإنه يؤثر على الأجهزة العصبية للإنسان مما يقلل من إنتاجيته ويعرضه للأمراض، لذلك فإن فهم ودراسة الضوضاء ومصادرها وطرق التحكم فيها لمهندس تكييف الهواء تحل أهمية خاصة حيث أن أنظمة تكييف الهواء يمكن اعتبارها مصدراً من مصادر الضوضاء في المبنى.

ومن الملاحظ أيضاً أن ارتباط أنظمة تكييف الهواء بالضوضاء ليست لكونها مصدر من مصادر الضوضاء ولكن لأن ذلك مرتبط بانتقال الضوضاء من خلال المكاتب، الحوائط من غرفة إلى أخرى. لذلك من المهم البحث عن كيفية التحكم في الضوضاء في المباني من خلال التصميم الجيد بوضع أجهزة التكييف في المكان المناسب وكذلك من خلال استعمال معدات تخفيض الضوضاء بحيث يشعر شاغلوا المكان بأقل قدر من الضوضاء.

#### 15.1 خلفية بسيطة عن نظرية الصوت

#### 15.1 Brief Background on Sound Theory

الموجه الصوتية Sonic wave تكون من نبضات سريعة لضغط الهواء. وحيث أن مصدر الصوت Sound generator له سطح اهتزاز والذي يقوم بعملية ضغط وتمدد Compression and expansion لطبقات الهواء الملاصقة والتي تتحرك في شكل موجات Waves خلال الهواء بسرعة تسمى سرعة الصوت حتى تصل إلى المستقبل وليكن إذن الإنسان.



إذا افترضنا طول الموجة الصوتية ( $\lambda$  ، m) وسرعة الصوت ( $C = 344, \text{m/s}$  at  $22, C^\circ$ ) فإن التردد  $f$  Frequency الذى يقاس بالهيرتز Hz يمكن التعبير عنه بالمعادلة:

$$f = C / \lambda \quad (15.1)$$

مما هو جدير بالذكر أن طول الموجة الصوتية  $\lambda$  للمجال المسموع هي 0.5cm عند تردد مقداره 10kHz وتصل إلى عدة مترات عند الترددات المنخفضة.

### 15.1.1 الموجة الصوتية المستقرة *15.1.1 Standing wave of sound*

إذا تصورنا وضع عاكس للصوت فى أنبوبة كما هو مبين فى Fig15.1 بحيث تكون المسافة بين عاكس الصوت Sound reflector ومصدر الصوت مساوية لطول الموجة يقال أن الموجة مستقرة سوف يكون توزيع الضغط عند أى مسافة  $x$  ، زمن  $t$  من المصدر إلى العاكس كالتالى

$$P(x,t) = P \cos k(x - ct) \quad (15.2)$$

حيث  $P$  هى أعلى قيمة للضغط

$K$  ثابت يساوى  $2\pi / \lambda$

وضغط الصوت المنعكس من العاكس إلى المصدر هو

$$P(x, t) = P \cos k(x + ct) \quad (15.3)$$

يمكن تقدير ضغط المجال الصوتى Acoustic field pressure بجمع المعادلتين (15.2) ، (15.3) كما يلى :

$$P(x,t) = P \cos k(x - ct) + P \cos k(x + ct) \quad (15.4)$$

$$= P \cos kx \cdot \cos 2\pi ft \quad (15.5)$$

المعادلة (15.5) تمثل معادلة ضغط الموجة المستقرة. بدارسة المعادلة (15.5) يتبين الآتى :

عند ( $x = 0$ ) من المصدر نجد أن:

$$P(0,t) = 2P \cos 2\pi ft$$

ويتغير الضغط من  $-2P$  إلى  $2P$  مع الزمن . هذا أيضا يحدث عند :

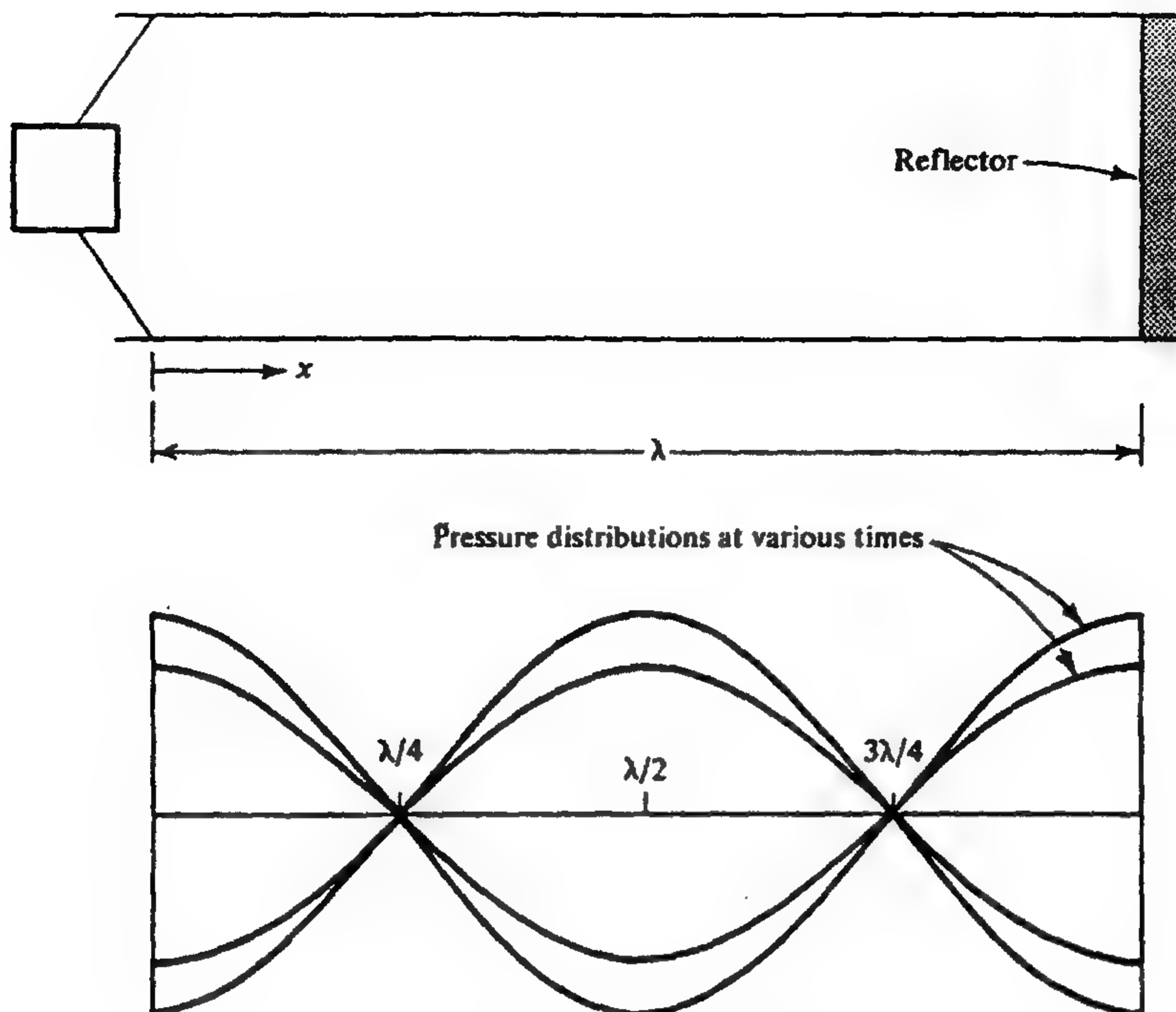
وهكذا

$$x = \lambda / 2 , \lambda , 3\lambda / 2$$

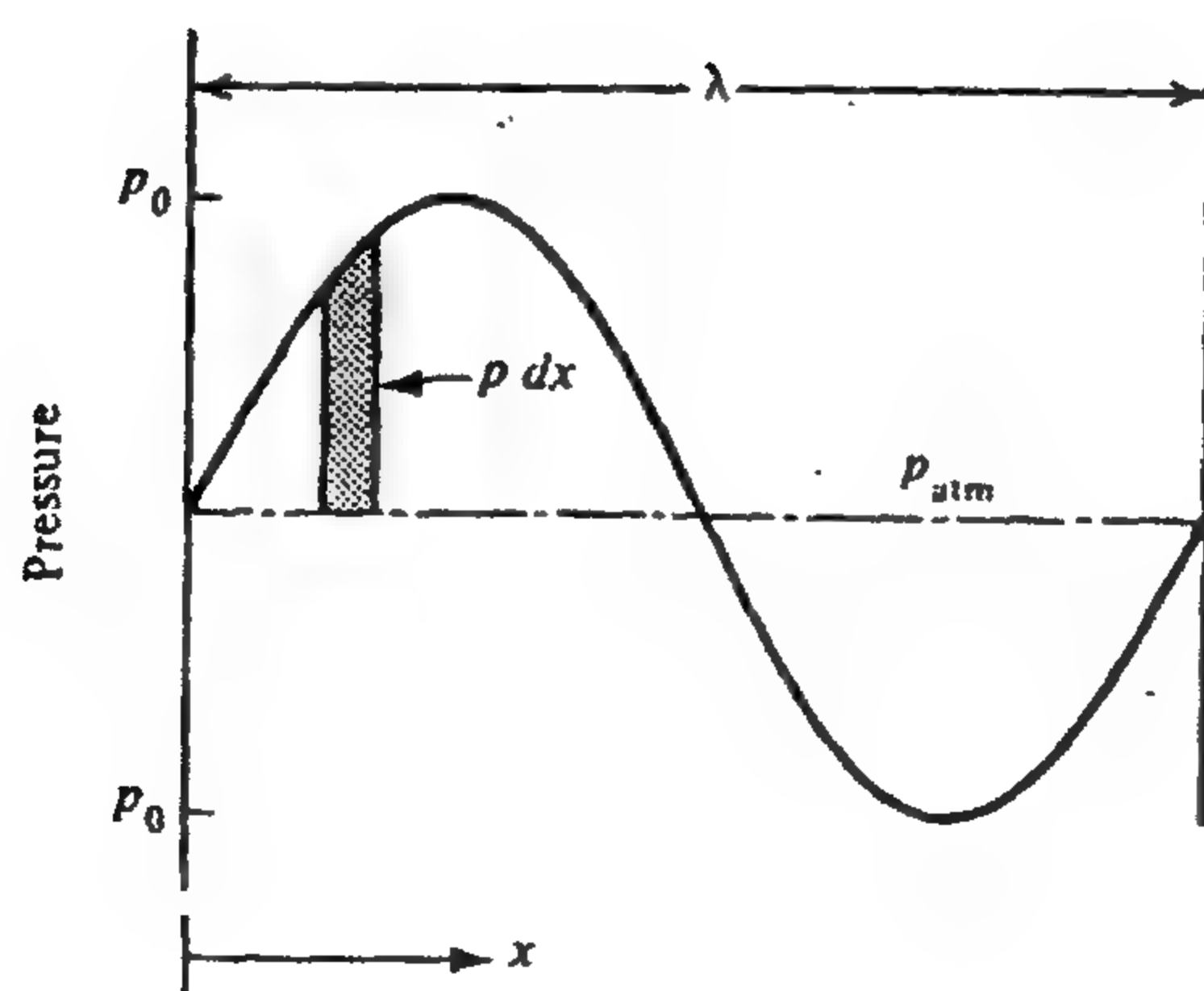
عند  $x = \lambda / 4$  من المصدر فإن الضغط يساوى:

$$P(\lambda / 4, t) = 2P \cos(k, \lambda / 4) \cos 2\pi ft$$

$$= 2P \cos \frac{\pi}{2} \cdot \cos \pi ft \quad (15.7)$$



**Figure 15.1** Standing waves



**Figure 15.2** Energy in wave

قيمة هذا الضغط تساوى دائما صفرا بصرف النظر عن الزمن (t)

الموجة المستقرة Standing waves يمكن أن تحدث في الغرفة وبالأخص عند وجود سطح عاكس مرتفع عندما يكون هناك طنين Tone واضح كما يمكن التعرف على الموجة الصوتية بالأنف وذلك بملاحظة التغير في كثافة الصوت Sound Intensity وذلك بالتحرك من مكان لآخر. الموجة الصوتية المستقرة تحدث أيضا عند وجود سطح عاكس للصوت يبعد عن مصدره بطول موجة صوتية أو مضاعفاتهما.

### 15.1.2 طاقة الموجة الصوتية 15.1.2 Energy of Sound Wave

الموجة الصوتية المبينة في Fig15.2 تمتلك طاقة E مستمدة من مصدرين الأول نتيجة تبديد الضغط من ضغط الأتزان إلى الضغط الجوى وتساوى  $PdV$  على طول الموجة. والثاني نتيجة حركة جزيئات الهواء بسرعة  $u, m/s$  وهى تساوى  $(u^2/2)\rho dV$ . مجموع الطاقين يعطى طاقة الموجة E .

$$E = \int_0^{\lambda} P \cdot \rho dAx + \int_0^{\lambda} \frac{u^2}{2} \rho A dx \quad (15.8)$$

نتيجة التكامل تعطى

$$= \frac{AP_0^2}{2c\rho f} \quad (15.9)$$

من ذلك نجد أن الطاقة تتناسب طرديا مع مربع قيمة الضغط

### 15.2 شدة الصوت 15.2 Sound Intensity

شدة الصوت I هى عبارة عن قدرة الصوت لوحدة مساحة الجبهة الموجية Wave front . إذا كانت فى شكل كرة نصف قطرها (r) فإن كثافة الصوت I:

$$I = E/4 \pi r^2, W/m^2 \quad (15.10)$$

وإذا أخذنا فى الاعتبار معادلة (15.9) فإن I يمكن وضعها كدالة من الضغط أى أن:

$$I = E/A \cdot \rho = \frac{(AP_0^2 / 2 \rho c f) f}{A} = \frac{P_0^2}{2 \rho c}, W/m^2 \quad (15.11)$$

أهمية المعادلة (15.11) تتمثل في أن مصدر الصوت يقاس بالقدرة التي يولدها. هذه القدرة لا يمكن قياسها مباشرة ولكن مصدر الصوت يتسبب في حدوث ضغط الموجات الصوتية في الهواء المحيط والذي يمكن قياسه. أما المعادلة (15.10) فإنها تربط بين شدة الصوت وقدرته. حيث أن الموجة الصوتية تتبع قانون SIN فإن متوسط الجذر التربيعي للضغط Root- mean square اختصاراً  $P_{rms}$  يساوى  $(P_o / \sqrt{2})$  فإن المعادلة (15.11) تصبح

$$I = \frac{P_{rms}}{\rho c} \quad (15.12)$$

$\rho c$  عبارة عن مقاومة الوسط للهواء عند درجة حرارة  $t = 22^\circ C$  وضغط مقداره  $101.325, kPa$  فإن  $\rho c = 406 \text{ Ns} / \text{m}^2$

### Example 15.1

The peak sound pressure in a spherical wave measured 2m from the source, is 2Pa. Determine the root mean square pressure, sound intensity and sound power.

$$P = 2, Pa \quad , \quad \rho c = 406, \text{ Ns/m}^2 \quad , \quad r = 2m$$

$$P_{(rms)} = P_o / \sqrt{2} = 2 / \sqrt{2} = 1.44 \quad , \quad Pa.$$

$$I = \frac{P_{(rms)}}{\rho c} = \frac{1.414}{406} = 3483.10^{-3} \text{ , } W/m^2$$

$$E = A. I = 4 \pi r^2. I \\ = 4 \times 3.14 \times 4 \times 3.483.10^{-3} = 0.175 \text{ W}$$

### 15.3 Sound Power Level

### 15.3 مستوى قدرة الصوت

يمكن التعبير عن القدرة المنبعثة من مصدر صوتي ما بالوات كما يمكن التعبير عن مستوى قدرة الصوت PWL بالديسيبل dB.

$$PWL = 10 \log \frac{E}{E_o} \text{ , dB} \quad (15.13)$$

حيث أن وحدة المقدار  $(\log E/E_0)$  هي البل Bel وبضربها في معامل مقداره 10 تتحول إلى الديسيبل dB وكذلك تستخدم هذه الوحدة في التعبير عن مستوى قدرة الضغط  $E$  القدرة المنبعثة من مصدر الصوت (W).  
 $E_0$  القدرة القياسية ( المرجعية ) Reference وهي تساوي  $10^{-12} \text{ W}$

### Example 15.2

Calculate the sound power level of :

- a) a whisper that emits a power of 1nW.
- b) a rocket engine that emits 10 MW.

$$a : \text{PWL} = 10 \cdot \log \frac{10^{-9}}{10^{-12}} = 30, \text{dB}.$$

$$b: \text{PWL} = 10 \log \frac{10^7}{10^{-12}} = 190, \text{dB}.$$

## 15.4 مستويات شدة وضغط الصوت

### 15.4 Intensity and Pressure Levels Sound

مستوى شدة الصوت IL يعين بالمعادلة

$$IL = 10 \log \frac{I}{I_0}, \text{dB} \quad (15.14)$$

حيث  $I_0$  شدة الصوت القياسية ( المرجعية ) Reference وهي تساوي  $10^{-12} \text{ W/m}^2$

مستوى ضغط الصوت SPL يعين بالمعادلة

$$\text{SPL} = 20 \log \frac{P^2}{P_0^2}, \text{dB} \quad (15.15)$$

حيث  $P_0$  الضغط القياسي ( المرجعي ) Reference ويساوي  $2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$

### Example 15.3

Determine the sound pressure at a distance of (a) 2m (b) 4m from the source mentioned in example 15.1.



$$p = 2 \text{ Pa} \quad \& \quad P_{(rms)} = 1,414 \quad \text{عند } r = 2\text{m}$$

$$P_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \text{ وحيث أن}$$

وبتطبيق المعادلة (15.15)

$$SPL = 20 \log \frac{P^2}{P_0^2}$$

$$SPL = 20 \log \frac{(1.414)^2}{(2 \cdot 10^{-5})^2} = 197, dB$$

$$\text{عند } r = 4\text{m}$$

$$P(rms) = 1,414 \times 4 = 0.7071, Pa$$

$$SPL = 20 \log \frac{P^2}{P_0^2}$$

$$= 20 \log \frac{(0.7071)^2}{(2 \cdot 10^{-5})^2} = 181, dB$$

من هذا المثال يتضح أن مضاعفة المسافة من مصدر الصوت تؤدي إلى تخفيض مستوى ضغط الصوت.

## 15.5 تآلف مصادر الصوت 15.5 Combination of Sound Sources

في أغلب الأحيان تتولد الضوضاء من أكثر من مصدر للصوت يعملون في نفس الوقت. تظهر الحاجة لمعرفة محصلة تأثير هذه المصادر على المستقبل (السامع) إذا تصورنا وجود مصدرين للصوت وإذا افترضنا أن:

شدة الصوت ومستوى ضغط الصوت للمصدر الأول هي  $I_1$  ،  $SPL_1$

شدة الصوت ومستوى ضغط الصوت للمصدر الثاني.  $I_2$  ،  $SPL_2$

فإن شدة الصوت الكلية

$$I_{total} = I_1 + I_2 \quad (15.16)$$

مستوى ضغط الصوت الكلي

$$SPL_{tot} = SPL_1 + \Delta SPL \quad (15.17)$$

حيث  $\Delta \text{SPL}$  هى عبارة عن قيمة مضافة يمكن الحصول عليها بدلالة  $(\text{SPL}_1 - \text{SPL}_2)$  من Fig 15.3.

## 15.6 الطيف الصوتى

### 15.6 Sound Spectrum

أن معرفة مستوى ضغط الصوت SPL له أهمية خاصة فى تحليل توزيع تردد الصوت. مثال قد يكون من الضروري معرفة فى أى مجال ترددى تحدث أكبر شدة لصوت هل فى التردد المنخفض أو المتوسط أو العالى، وعلى هذا فإن تحليل الضوضاء الصادرة من ماكينة ما ومدى نسبة مساهمة هذه الماكينة من ضغط متولد منها فى مستوى الضغط الصوتى الكلى SPL. إذا كان هناك ضوضاء غير مرغوبة نتيجة سريان الهواء فى المسالك فإن هذه الضوضاء يمكن تخفيضها وذلك يوضع ماص للصوت له نفس تردد هذه الضوضاء.

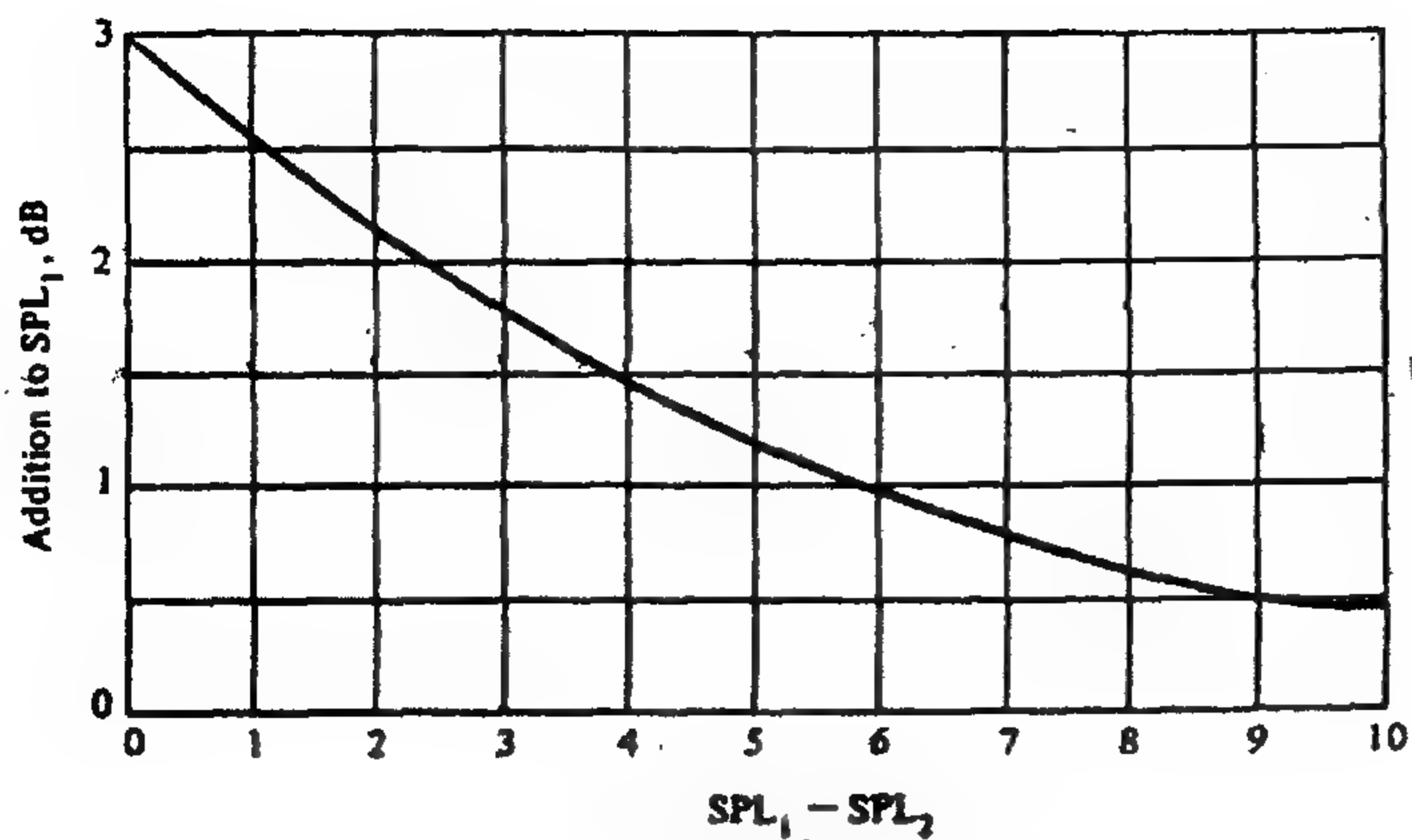
مجال سمع أذن الإنسان يتراوح من 20Hz حتى 10000Hz. هذا المجال ينقسم إلى ثمان نطاقات للتردد Octave band تنقسم إلى :

63Hz	ومركزه	90 Hz : 45 Hz	الأول
125		180 : 90	الثانى
250		335 : 180	الثالث
500		710 : 335	الرابع
1000		1400 : 710	الخامس
2000		2800 - 1400	السادس
4000		5600 - 2800	السابع
8000		11200 - 5600	الثامن

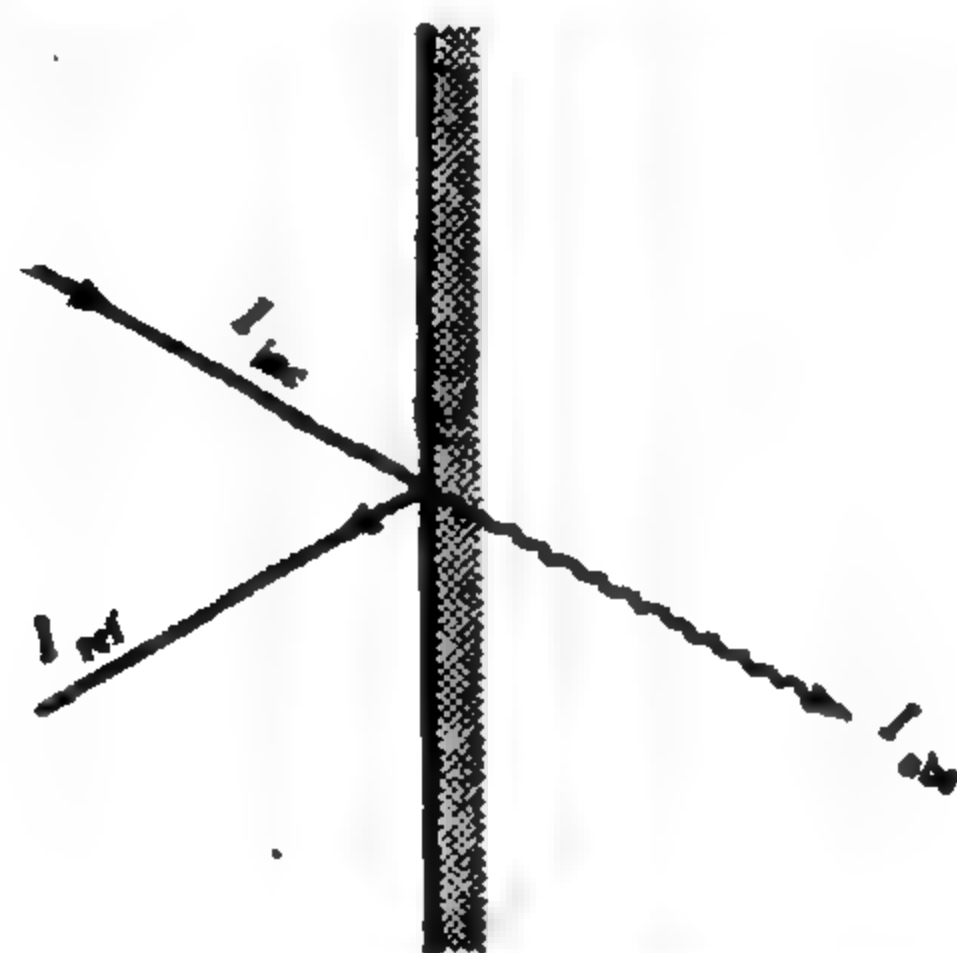
يقوم محلل نطاقات التردد القياسى Octave band analyzer بترشيح نطاقات التردد المطلوبة بحيث يكون مستوى الضغط لهذا النطاق يمكن تحديده بصورة منفصلة .

### Example 15.3

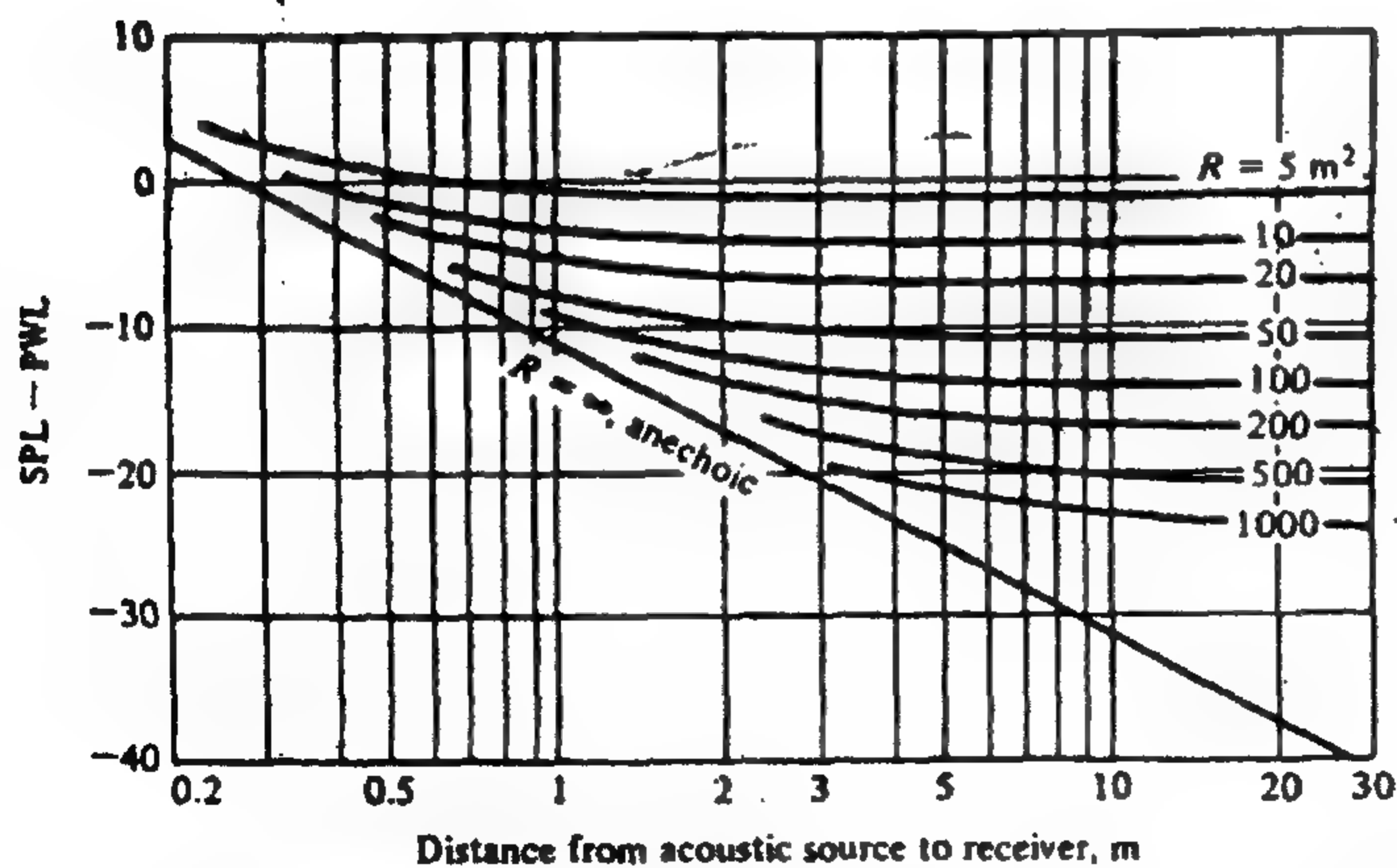
Three sound sources provide equal SPL readings at a receiver when active individually. How much higher is the combined SPL when all three sources are active than when one individual source is active?



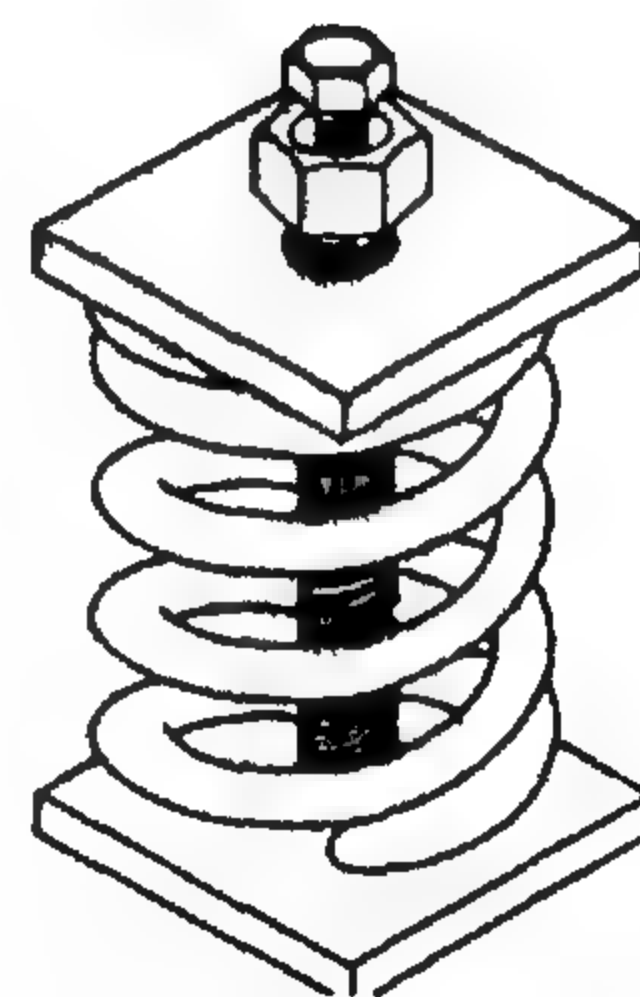
**Figure 15.3 Total SPL for two sound sources**



**Figure 15.4 Sound absorption at surface**



**Figure 15.5 Difference between SPL and PWL for rooms of various characteristics.**



**Figure 15.6 Vibration isolator**

إذا عمل مصدران للصوت في وقت واحد فإن الفرق المضاف  $\Delta \text{SPL}$  هو 3dB ( حيث أن الفرق بين المصدرين هو صفر أنظر Fig15.3 فيكون بذلك مصدران جديان الأول مستوى الضغط له هي (SPL) والثاني (SPL+3) فيكون الفرق بينهما  $\Delta \text{SPL}_1$  تساوى 3dB. بالرجوع إلى Fig15.3 نجد أن عند فرق يساوى 3dB يتولد فرق ضغط مضاف مقداره  $\Delta \text{SPL}_2 = 1.7$ . فيكون محصلة مستوى ضغط الصوت هو

$$(\text{SPL} + 3) + (\Delta \text{SPL}_2)$$

$$(\text{SPL} + 3) + 1.7 = \text{SPL} + 4.7 \text{ dB}$$

## 15.7 الامتصاص في الصوت 15.7 Sound Absorptivity

انتقال الصوت من المصدر إلى المستقبل ظاهرة نادرة الحدوث وخصوصا في المباني حيث تصطدم الموجة الصوتية ببعض الأسطح ينتج عنها امتصاص بعضها. البعض الآخر ينعكس كما هو مبين في Fig15.4 ومنه يتبين أن الموجة الصوتية شدةها  $I_{\text{ins}}$  تسقط على سطح ما يمتص منها جزءا مقداره  $I_{\text{abs}}$  والجزء الآخر ينعكس عند السطح مقداره  $I_{\text{ref}}$ . تقاس مقدرة السطح على امتصاص الموجة الصوتية بمعامل الامتصاص ( $\alpha$ ) Absorption coefficient ويقدر من المعادلة بالمعادلة

$$\alpha = I_{\text{abs}} / I_{\text{ins}} \quad (1518)$$

حيث  $I_{\text{abs}}$  شدة الصوت الممتص بواسطة السطح  $\text{W/m}^2$ .

$I_{\text{ins}}$  شدة الصوت الساقط على السطح وتقاس  $\text{W/m}^2$ .

معامل امتصاص الصوت ( $\alpha$ ) تتراوح قيمته للأسطح الخرسانية من 0.01 إلى 0.05 وللأسطح الماصة للصوت من 0.2 إلى 0.8 ومما هو جدير بالذكر أن قيمة معامل الامتصاص الصوتي تزداد بزيادة التردد  $f$  حيث أن الترددات المنخفضة يصعب امتصاصها. كما يزداد هذا المعامل يزداد للأسطح الماص للصوت إلى إذا وضع بينها وبين الحائط مسافة ما. تفسير ذلك هو أن مادة الأسطح (Material) الماصة للصوت تعمل على تحويل حركة الهواء إلى حرارة نتيجة الاحتكاك. حركة الهواء الملاصق للحائط صغيرة وتزيد كلما بعدت عن الحائط وتصبح أقصى ما يمكن عند بعد مقداره  $\lambda/4$ .

إذا كانت الحجرة تتكون من عدة أسطح مختلفة فإن معامل الامتصاص الصوتي المتوسط يمكن تعيينه بالمعادلة

$$\alpha = \frac{S_1\alpha_1 + S_2\alpha_2 + \dots + S_n\alpha_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad (15.19)$$

حيث  $S_1, S_2, S_n$  مساحة الاسطح المختلفة

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$  معامل الامتصاص الصوتي للأسطح المختلفة.

## 15.8 Room Characteristics

## 15.8 خواص الغرفة

يمكن توصيف مصدر الصوت بالقدرة التي يشعها . هذه القدرة لا يمكن قياسها وبدلاً منها يتم قياس الضغط الذي تولده. ولذلك نجد أن هناك دائماً علاقة بين القدرة PWL والضغط SPL عند مسافة ما من مصدر الصوت. الغرفة الكبيرة يمكن اعتبارها كغلاف كبير Large enclosure حيث أن أبعادها دائماً أكبر من طول الموجة الصوتية  $\lambda$ .

إذا اعتبرنا المعامل  $R$  ثابت الغرفة Room constant يساوي

$$R = \frac{S \times \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \quad , m^2, \quad (15.20)$$

حيث  $S$  مجموع مساحة أسطح الغرفة  $m^2$

$\bar{\alpha}$  معامل امتصاص الصوت .

إذا اعتبرنا أن  $(\alpha = 1)$  أى أن كل أسطح الغرفة مثالية في امتصاص الصوت في هذه الحالة  $R = \infty$  وتسمى الغرفة ممتصة للصوت Anechoic إذا كانت  $(\alpha = 0)$  أى أن كل الصوت يتم انعكاسه وتسمى الغرفة عاكسة أو مرودة للصوت Reverberant وعلى هذا الأساس تم وضع علاقة بين  $R$ , (SPL - PWL) للأبعاد المختلفة عن مصدر الصوت.

بمعرفة البعد عن مصدر الصوت وقيمة ثابت الغرفة  $R$  يمكن تحديد العلاقة بين قدرة الصوت PWL، ضغط الصوت SPL. هذه العلاقة مبينة في Fig15.5.



## 15. 9 تقدير ومقياس الضوضاء 15. 9 Rating and Noise Criteria

مقياس استجابة أذن الإنسان للتردد الصوتي مر بمجموعة من التعريفات هي :

1- مستوى الجهرارة Loudness level وهي تعبر عن مستوى ضغط الصوت من نغمة صافية Pure tone ترددها 1000Hz في مركز جبهة المستمع.

2- قام برانك Beranek بوضع مقياس الضوضاء (NC) التي تعبر عن الضوضاء المستقرة لتمييز مستوى نطاق التردد Band level الذي يقع بين 63Hz إلى 8000Hz هذا المقياس يختلف باختلاف النشاط القائم في كل مكان على حدة وقد تم بيانه في باب مخارج الهواء.

## 15.10 انتقال الصوت خلال المباني

### 15.10 Sound Transmission Through Buildings

المعدات العاملة داخل غرف الماكينات تولد مجال عاكس للصوت Reverberant field ينتقل في شكل طاقة إلى الأسطح القريبة ومنه إلى حوائط المبنى

لتخفيض انتقال الصوت خلال غرف الماكينات يتم تجليد أو تغطية الأسطح الداخلية بمواد ماصة للصوت Sound absorbing Material وبداهة فإن التصميم الإنشائي الأولي لغرف الماكينات من حوائط وأسقف وأرضيات سميكة يعتبر الخطوة الأهم لتقليل انتقال الصوت .

## 15. 11 مصادر الضوضاء من الأنظمة الميكانيكية

### 15.11 Sources of Noise in Mechanical Systems

تنشأ الضوضاء في أنظمة تكييف الهواء نتيجة تشغيل الضواغط Compressors والمراوح Fans والطلببات Pumps، من مريان الهواء خلال أنظمة المسالك Dust systems والمياه خلال الأنابيب Water pipes ومنافذ توزيع الهواء Air outlets والوحدات الطرفية Terminal units وحتى مخفضات الصوت Silencers يمكن أن تولد كمية من الضوضاء بعكس ما هو مفترض منها إذا لم يتم تركيبها بصورة جيدة وفيما يلي نشرح بعض مصادر الضوضاء وطرق علاجها.

### 15.11.1 Fan noise

### 15.11.1 ضوضاء المروحة

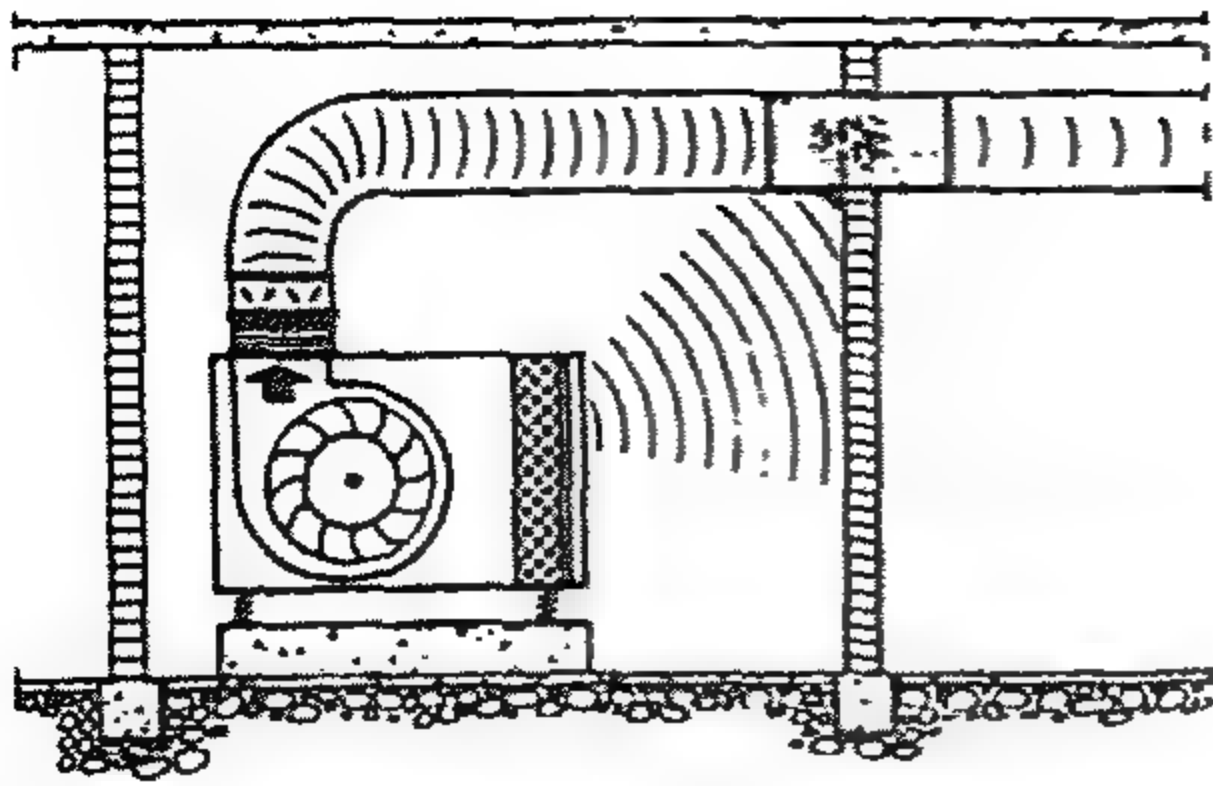
عند مرور الهواء على ريش المروحة ينشأ ضغط يزيد خلالها هذا الضغط يكون منتظم إذا كان السريان طبقي Laminar. هذا نادرا ما يحدث حيث يكون السريان مضطربا نتيجة انحناءات الريش مما يتسبب في حدوث دومات مسببة ضوضاء كبيرة وكذلك عند مخرج المروحة Fan outlet ويتم علاج ذلك بالآتى :

- 1- تركيب المراوح (وكذلك Pump والضاغط) على ماص للاهتزازات Vibration insulator في شكل ياي كالمبين في Fig15.6.
- 2- استخدام تركيبات مرنة ماصة للصوت عند مخرج المروحة. ويفضل أن يتم وضع هذه التركيبات على حائط حامل حتى لا تنتقل هذه الاهتزازات إلى المسالك بقدر الامكان ويبين Fig15.7 الوضع الأفضل لتركيب مصيدة الصوت Sound trap على مخرج المروحة .

### 15.11.2 Noise in ducts

### 15.11.2 ضوضاء المسالك

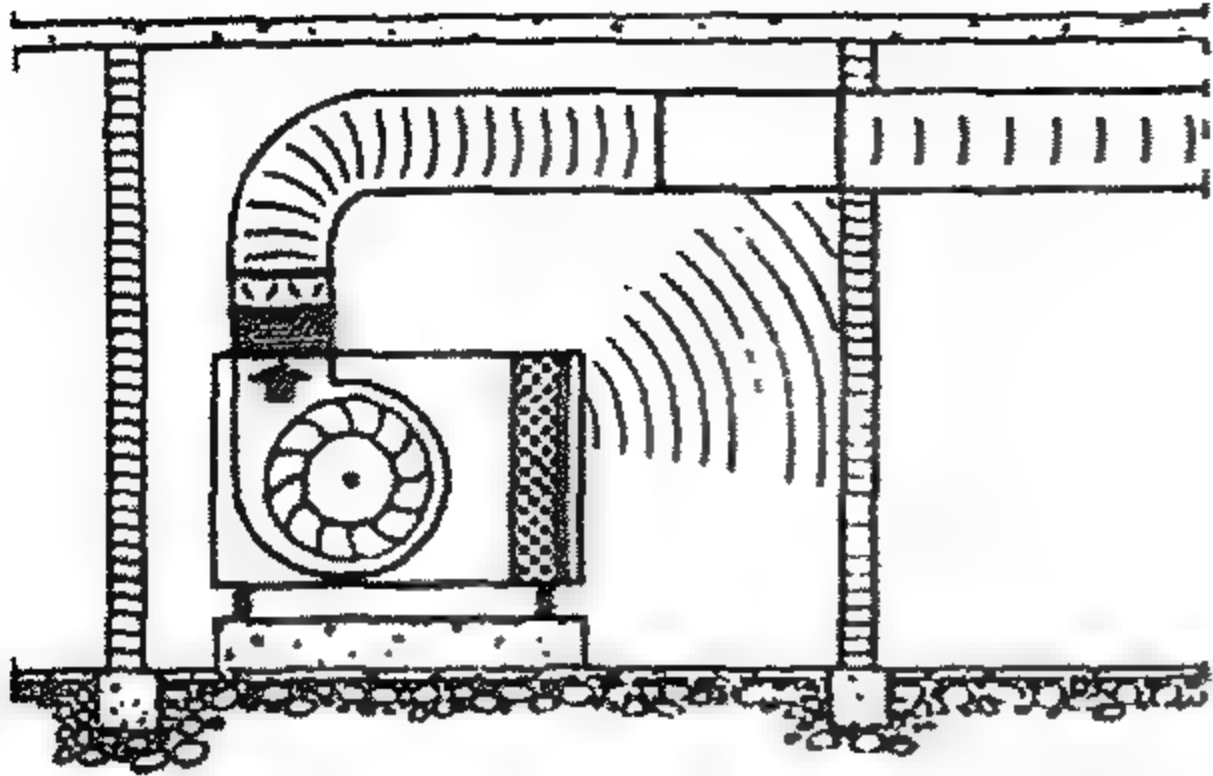
- المسالك المستقيمة Straight duct يمكن تخفيض الصوت فيها عن طريق استخدام فلتر تخفيض الصوت Fig15.8 Sound attenuation filter وهو يتكون من جزء من مسلك يركب بداخله في اتجاه السريان مقاطع توجيه Baffles تقوم على تقليص الدوامات التي تحدث نتيجة السريان وبالتالي تخفيض الضوضاء.
- تقليل المسافة بين حوامل التعليق في السقف Hanger brackets كما هو مبين في Fig15.9.
- استخدام وصلات مرنة ماصة للاهتزازات كالمبينة في Fig15.10 بين الأجزاء المختلفة والمشار إليها بالسهم.
- تصنيع المسالك من مادة الفير جلاس التي تعمل كعازل للحرارة والضوضاء. ويمكن اعتبار هذا الأجراء في اتجاه ترشيد الطاقة أيضا.



Centered in wall

Best solution

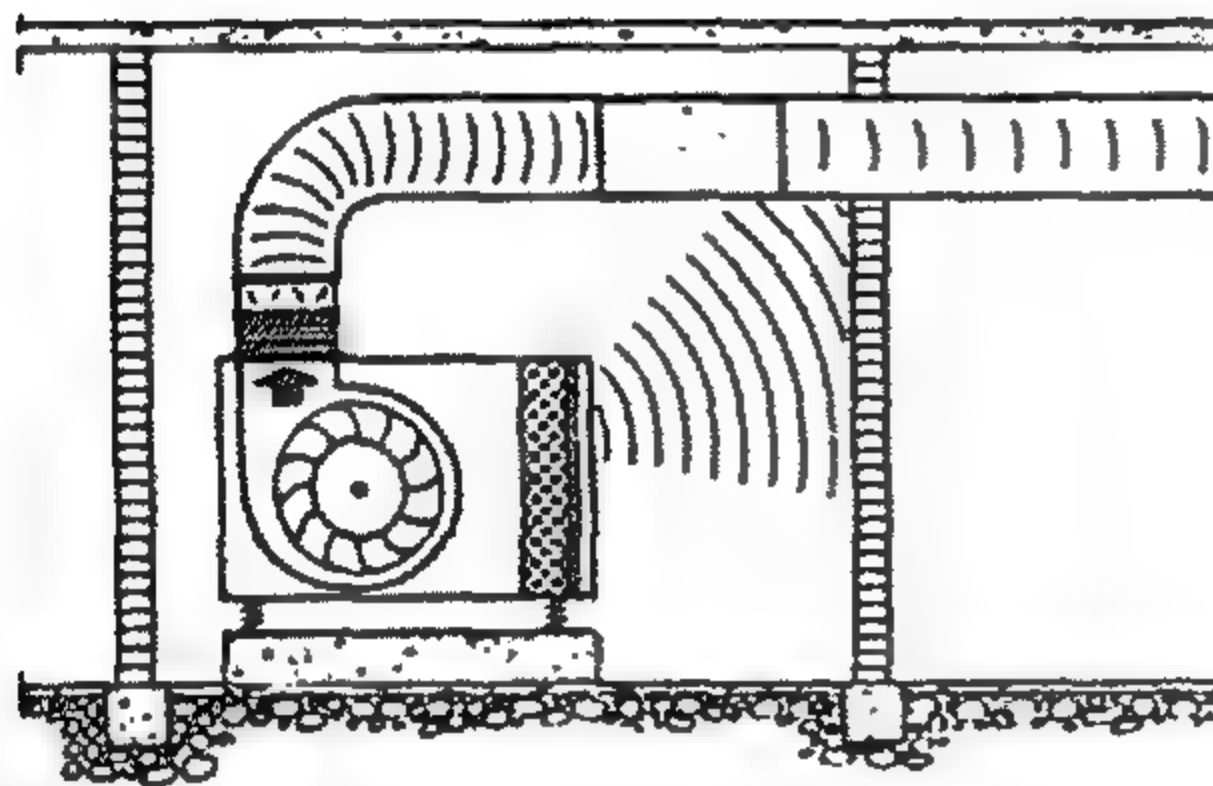
Controls duct borne noise and mechanical room noise that "breaks into" duct.



Outlet at wall

Very good

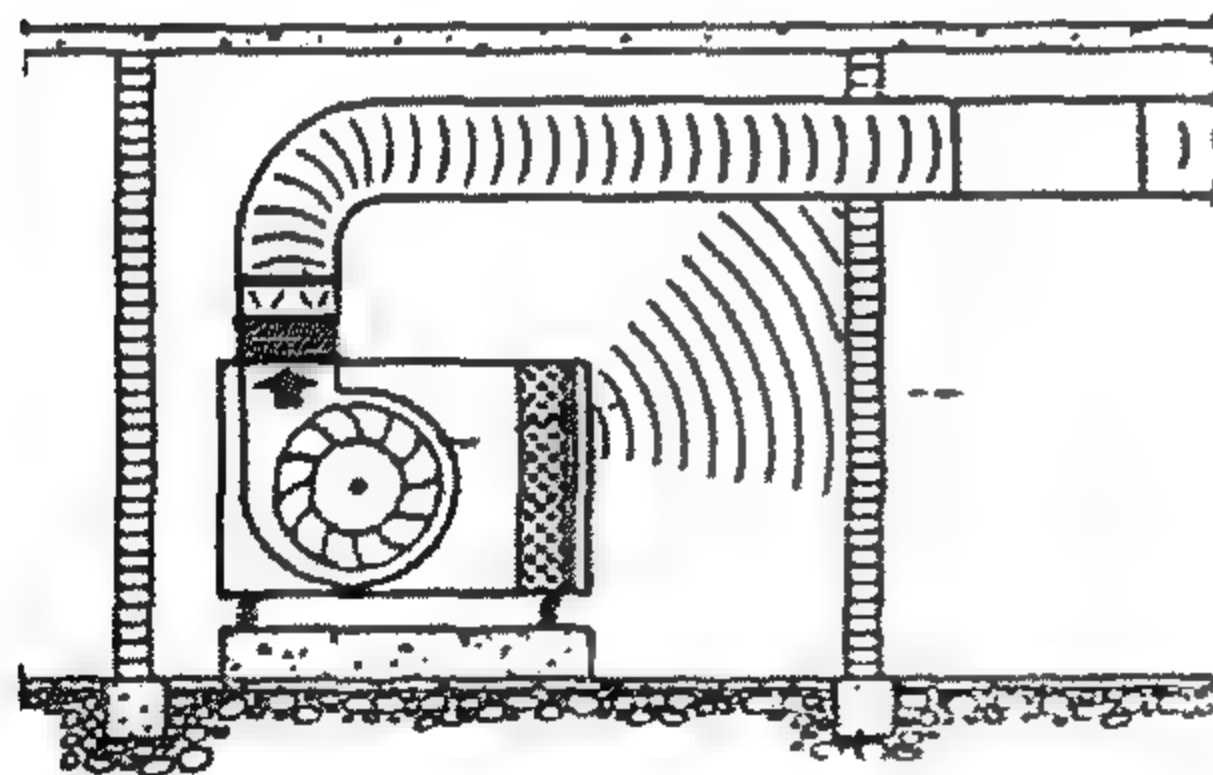
Practical alternate where fire damper is required at wall.



Inside mechanical room

Fair

Mechanical room noise "breaks into" duct without reduction through sound trap.

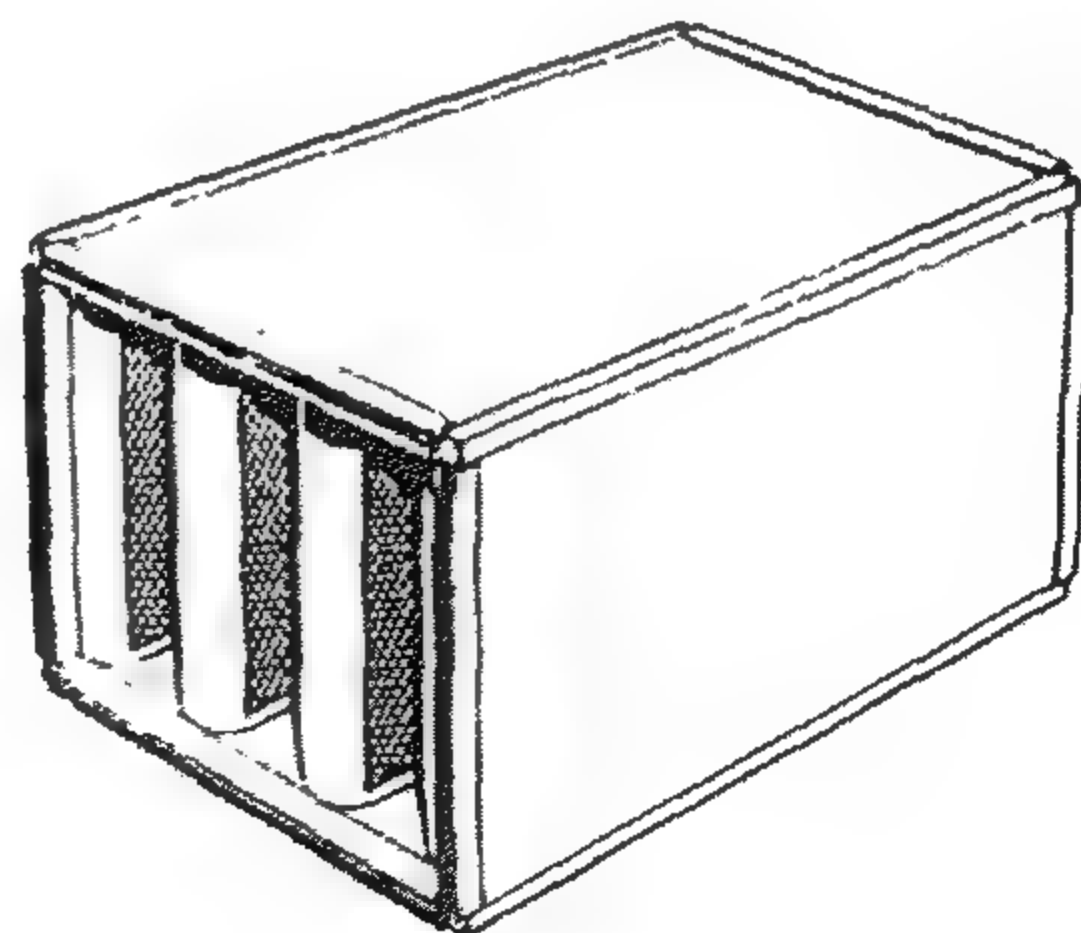


Outside of mechanical room

Poor

All noise in duct "breaks out" over occupied space before being reduced by sound trap.

**Figure 15.7** Locations of sound traps.



**Figure 15.8** Sound attenuation filters

## . Splitters, turning vanes and hanger brackets

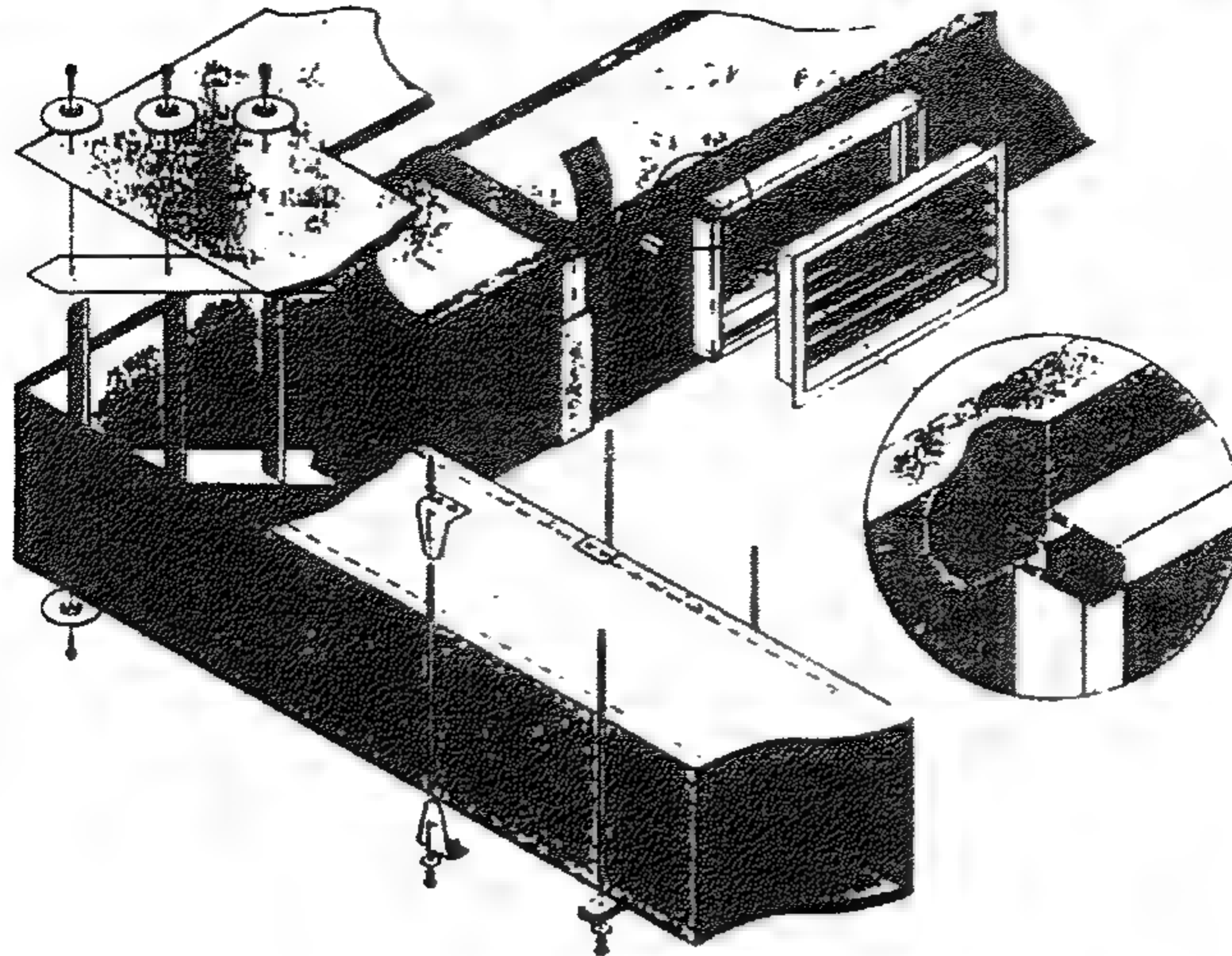


Figure15.9 Sound attenuation elbow

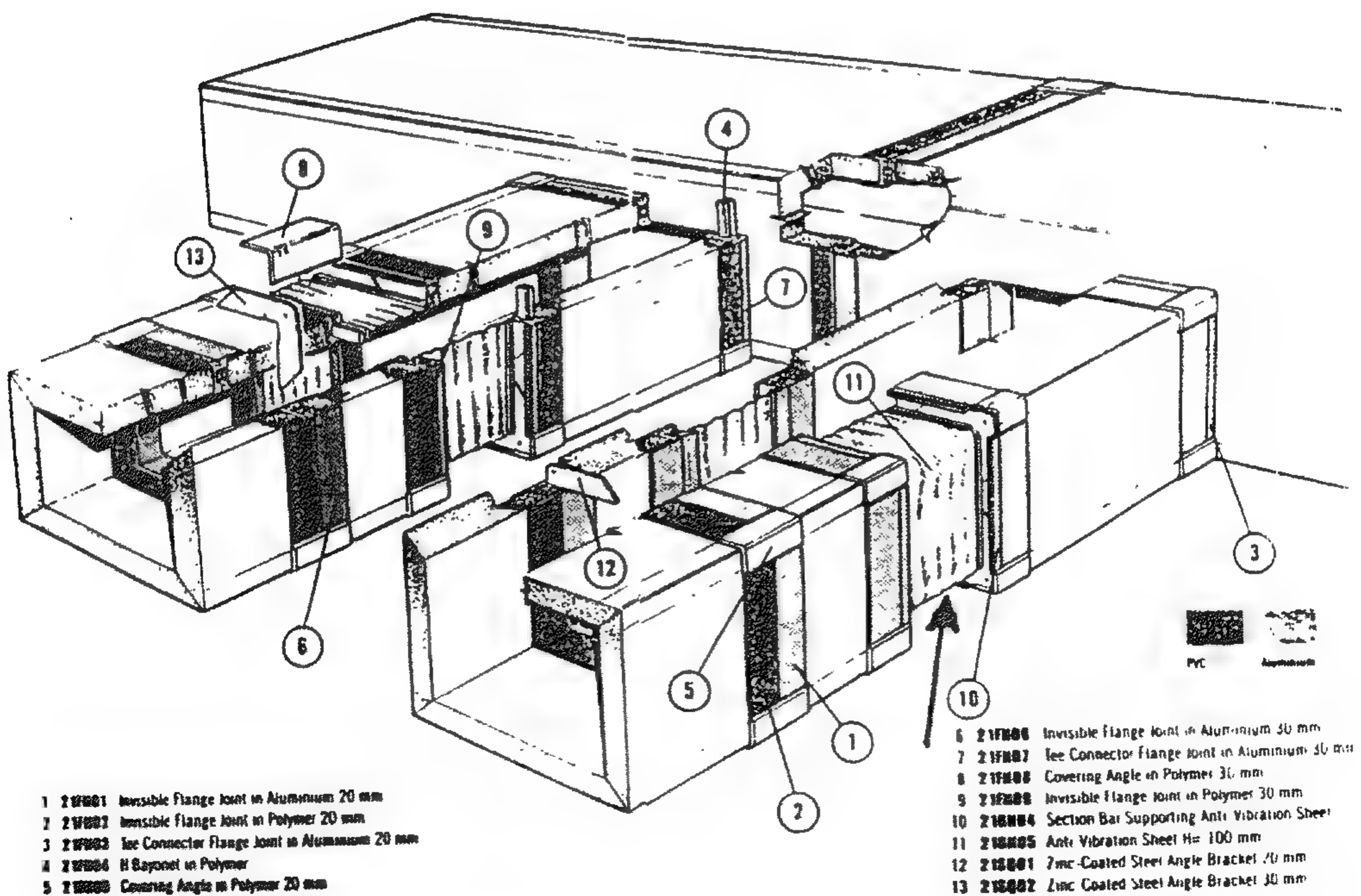


Figure 15.10 Anti- vibration sheet for duct – sections connection.



تقوم نظرية تولد الضوضاء في الأكواع على أساس ارتطام الهواء المفاجئ وارتداده مما يؤدي إلى نشوء ضغط كبير للموجة الصوتية . إذا امكن تقليل هذا الضغط باستخدام اكواع ذات موجهات Splitters كالمبينة في Fig15.11 ويكون تخفيض الضوضاء محسوسا بدرجة أكبر إذا استخدمت هذه الموجهات مع أكواع دائرية. والجداول المقابلة للرسم تبين أن مقدار التخفيض يكون محسوسا مع هذه الاجراءات خاصة في الترددات المنخفضة من 36Hz إلى 500 Hz.

#### 15.11.4 تخفيض الضوضاء في الوصلات

##### 15.11.4 Sound attenuation in transition offsets takeoffs

بالنسبة لبقية التركيبات مثل الوصلات Transitions والتفرعات والتيه (T) والأكواع أيضا يتم تخفيض الصوت فيها باتخاذ إجراءات تكاد تكون متشابهة قائمة على :

- تجنب الانحناءات الحادة وبدلا منها باستخدام الانحناءات الدائرية الى لا تساعد على تكوين دوامات تولد ضغطا صوتيا.
- استخدام زاوية ميل صغيرة لا تزيد عن  $15^\circ$ .
- استخدام موجهات الهواء التي تعمل على تقليل اضطراب الهواء. بعض هذه الحلول تقوم بتصنيعها شركة P3 لصناعة مسالك الهواء.

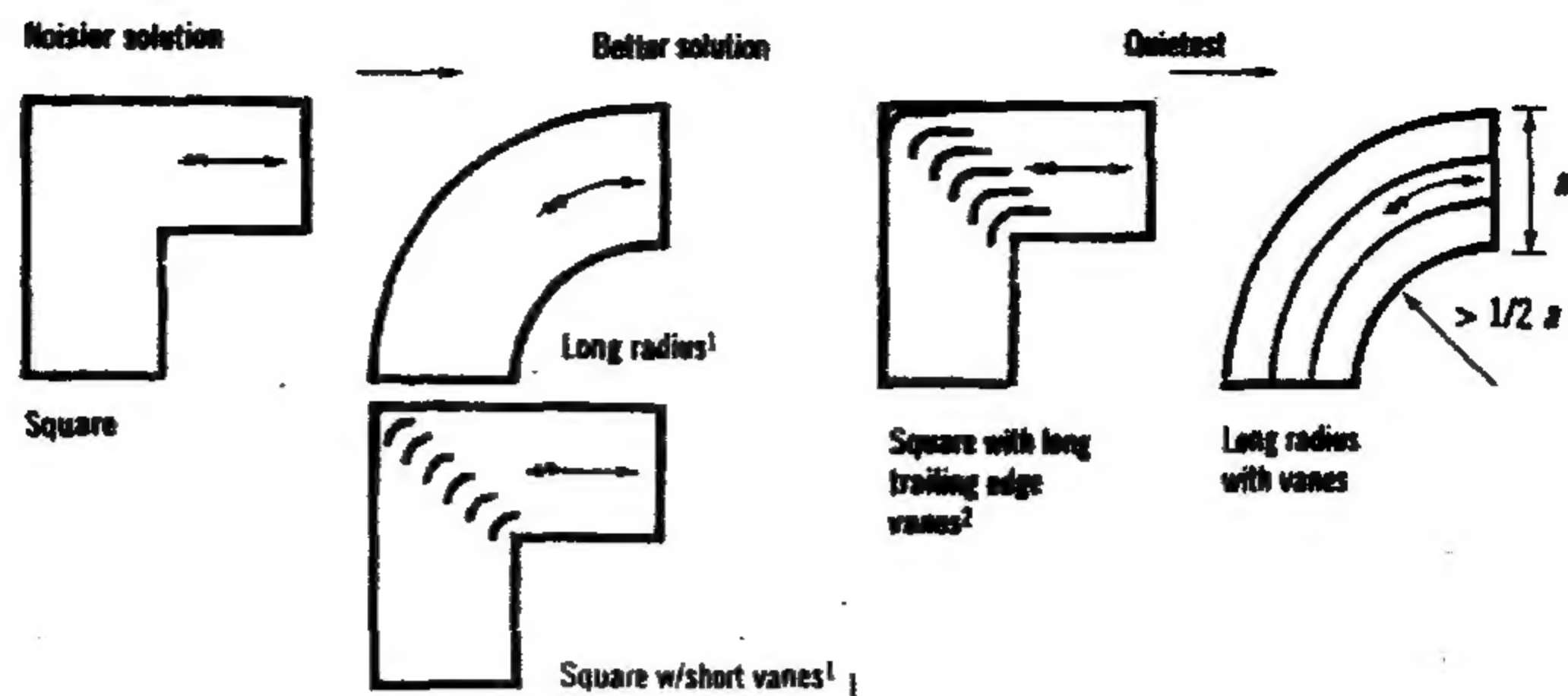
### Problems

15.1 A tube 1.5 long has speaker at one end and a reflecting plug at the other. The frequency of a pure tone generator driving the speaker is to be set so that standing wave will develop in the tube. What frequency is required.

15.2 The peak sound pressure in spherical wave measured at 2m from the source is 2Pa. Determine the sound intensity level and the power level If the distance is then doubled calculate the IL and PWL for such case.

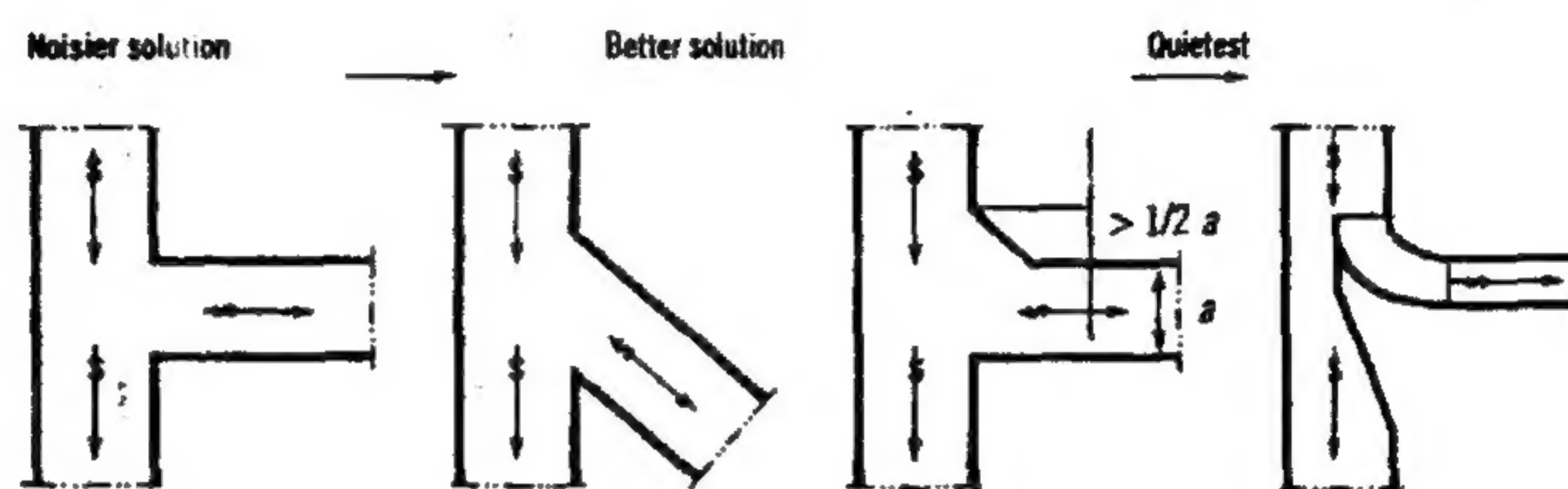


**Guidelines for minimizing regenerated noise in elbows.**

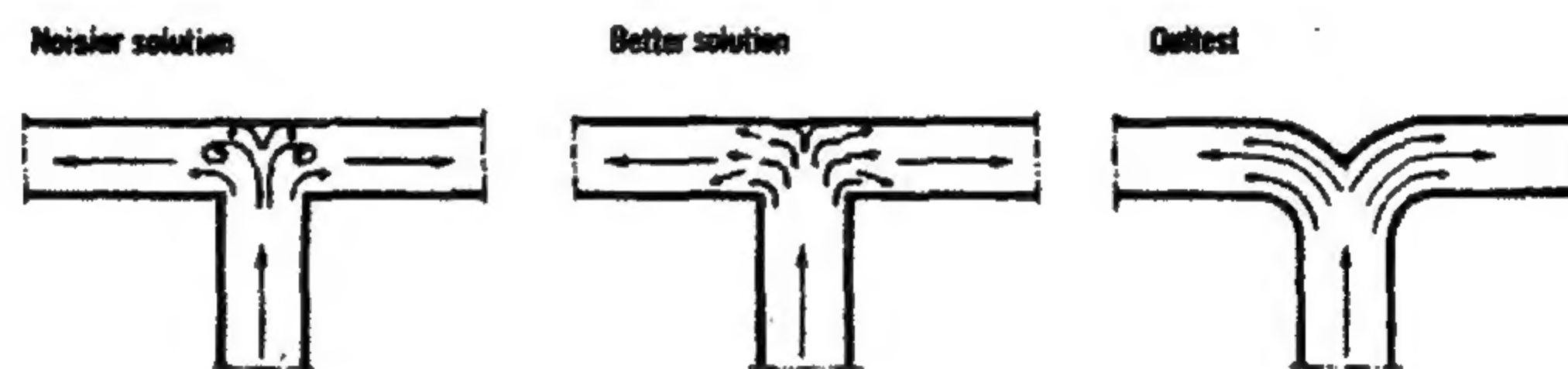


1 Airflow velocity and proximity of upstream and downstream fittings and fans determine which type is preferable.  
2 Trailing edge length should be at least 3 times the vane spacing.

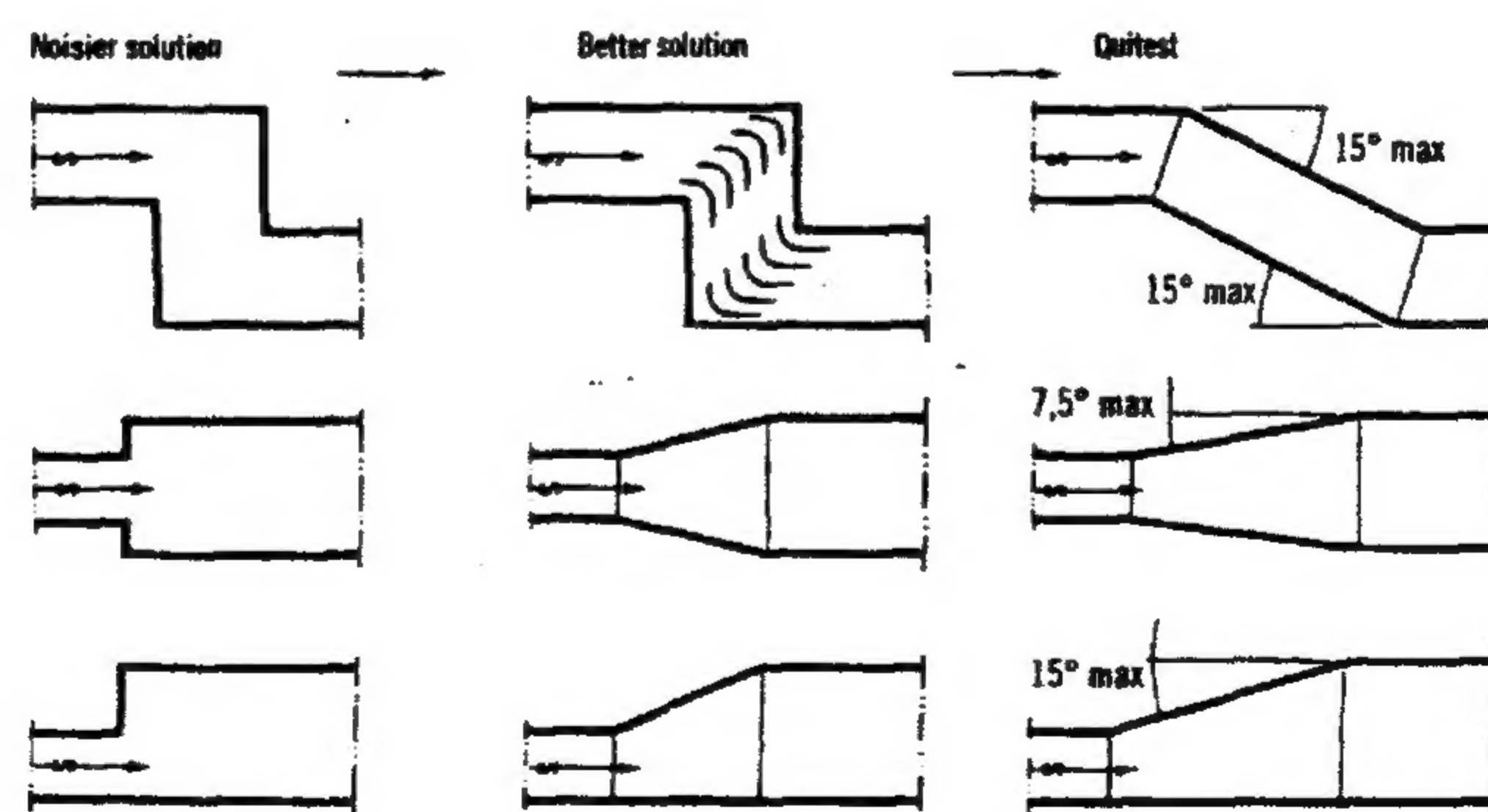
**Guidelines for minimizing regenerated noise in the takeoffs.**



**Guidelines for minimizing regenerated noise in duct tees.**



**Guidelines for minimizing regenerated noise in transitions and offsets.**



**Figure 15.11 Guidelines for limitation of self-generated noise**



**دار الهدى للمطبوعات**  
٦ ش عمرو بن العاص - خلف جمال عبد الناصر  
أرض المعلمين - ميسامى - الإسكندرية  
ت: ٥٥٧٤٧٧٢ موبيل: ٠١٠٠٧٥١٤١٢٦





**المؤلف**

**دكتور / محمد عبد العزيز أحمد**

**أستاذ التبريد وتكييف الهواء**

**رئيس قسم هندسة القوى الميكانيكية سابقا**

**كلية الهندسة - جامعة الزقازيق**

### **هذا الكتاب**

من أجل طالب كلية الهندسة الدارس لعلم تكييف الهواء .

من أجل المهندس العامل في مجال تكييف الهواء .

هذا الكتاب يعتبر مدخلا ميسرا لعلم وتكنولوجيا تكييف الهواء بصفة عامة والمركزي بصفة خاصة . حيث يقدم بصورة مبسطة ووافية كافة الموضوعات الضرورية لفهم هذا العلم واستيعاب تلك التكنولوجيا بداية من خواص الهواء الرطب وظروف راحة الإنسان وعلاقته بعلم السيكرومتري وعملياته ودوائره المختلفة .

يقدم الكتاب بصورة وافية خطوة بخطوة منهاج تقدير احمال تكييف الهواء تبريدا وتدفئة مصحوبة بأمثلة محلولة وتطبيقات . كما يستعرض بصورة مفصلة انواع أنظمة تكييف الهواء المختلفة ومعداتھا . الكتاب يلقي الضوء على انواع مسالك الهواء وطرق تصميمها بالاستعانة بأمثلة محلولة وتوافق النظام مع مراوح الدفع وأنواعھا .

يشرح الكتاب اهم أنظمة التحكم المستخدمة في مجال تكييف الهواء ، كما يشرح أهم الناشئة في النظام وطرق الحد منها .

Bibliotheca Alexandrina



1212695

**دار  
المنشورات**

٦ ش عمرو بن العاص - خلف ش جمال عبد الناصر  
أرض المعلمين - ميلادي ٢٠٠٧ - ٠٥٧٤٧٧٢ - ٠١٠٠٧٥١٤١٢٦